



TUGAS AKHIR (KONVERSI ENERGI) - TM 091585

**PERANCANGAN DAN SIMULASI SISTEM
OPERASIONAL SIKLUS KALINA KAPASITAS
STEAM 50 TON/JAM DENGAN
MEMANFAATKAN UAP DARI VENT - VALVE
SYSTEM PLTP KAMOJANG**

**ILHAM ARDI PRATAMA
NRP 2112 100 158**

**Dosen Pembimbing :
Dr. Ir. Atok Setiyawan, M Eng. Sc.**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017**



FINAL PROJECT (ENERGY CONVERSION) - TM 091585

**DESIGN AND SIMULATION OF OPERATIONAL
SYSTEMS KALINA CYCLE WITH 50 TON/HR
STEAM CAPACITY BY UTILIZING STEAM FROM
VENT-VALVE SYSTEM OF KAMOJANG
GEOTHERMAL PLANT**

**ILHAM ARDI PRATAMA
NRP 2112 100 158**

**Academic Advisor :
Dr. Ir. Atok Setiyawan, M Eng. Sc.**

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2017**

**PERANCANGAN DAN SIMULASI SISTEM
OPERASIONAL SIKLUS KALINA KAPASITAS STEAM
50 TON/JAM DENGAN MEMANFAATKAN UAP DARI
VENT-VALVE SYSTEM PLTP KAMOJANG**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

ILHAM ARDI PRATAMA

NRP. 2112 100 158

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Ir. Atok Setiyawan, MSc.Eng (Pembimbing)
NIP. 196604021989031002
2. Dr. Bambang Arip Dwiyantoro, ST (Penguji I)
M.Eng
NIP. 197804012002121001
3. Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT (Penguji II)
NIP. 197301161997021001
4. Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT (Penguji III)
NIP. 197104051997021001

SURABAYA

JANUARI, 2017

**PERANCANGAN DAN SIMULASI SISTEM
OPERASIONAL SIKLUS KALINA KAPASITAS
STEAM 50 TON/JAM DENGAN MEMANFAATKAN
UAP DARI VENT – VALVE SYSTEM PLTP
KAMOJANG**

Nama : Ilham Ardi Pratama
NRP : 2112100158
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir Atok Setiyawan, M.Eng.Sc

ABSTRAK

Pembangkit listrik tenaga panas bumi merupakan salah satu alternatif pembangkit listrik energi terbarukan yang sedang dikembangkan di Indonesia. Bila dibandingkan dengan pembangkit listrik bahan bakar konvensional, pembangkit listrik tenaga panas bumi tergolong ramah lingkungan. Pembangkit Listrik Tenaga Panas bumi (PLTP) di Kamojang menggunakan uap panas kering (dry steam) dari sumur milik Pertamina yang kemudian ditampung dalam steam receiving header. Kemudian dari steam receiving header uap mengalir ke separator untuk dibersihkan. Bila terjadi kelebihan tekanan pada steam receiving header, uap akan dilepas ke lingkungan melalui vent valve system hingga tekanan uap kembali turun ke tekanan yang dijaga. Kelebihan uap tersebut dapat dimanfaatkan menjadi energi listrik dengan sistem siklus kalina.

Penelitian ini dilakukan untuk menghasilkan sistem pembangkit siklus kalina yang sesuai dengan permasalahan yang dihadapi. Penelitian ini menggunakan software Cycle tempo untuk membantu dalam perhitungan dan analisisnya. Desain sistem siklus kalina yang digunakan dalam penelitian ini adalah Kalina Cycle System 11. Variasi tekanan dan fraksi massa ammonia juga dilakukan untuk mendapat desain yang maksimal. Variasi tekanan dilakukan dengan mengubah tekanan turbin dengan nilai 25 bar,

27,5 bar, 30 bar, 32,5 bar, dan 35 bar. Variasi fraksi massa dilakukan dengan mengubah fraksi massa dari ammonia dari 84% hingga 90%. Dari variasi tersebut kemudian dilakukan analisis pengaruhnya terhadap performa pembangkit dan daya yang dihasilkan.

Dari penelitian ini didapatkan bahwa nilai daya terbesar pada system siklus kalina dengan fraksi massa 84% ammonia dicapai pada saat tekanan 35 bar. Daya yang dihasilkan sebesar 4251,72 kW dengan kualitas uap turbin sebesar 89,41%. Pada tekanan 30 bar daya yang paling besar dihasilkan ialah pada fraksi massa sebesar 85% ammonia. Daya yang dihasilkan sebesar 4035,35 kW dengan kualitas uap masuk dan keluar sebesar 100% dan 94,61%. Sedangkan pada tekanan 32,5 bar, fraksi massa yang menghasilkan daya paling besar ialah pada fraksi massa 86% dan daya yang dihasilkan sebesar 4263,31 kW. Kualitas uap masuk dan keluar turbin pada fraksi massa 86% dengan tekanan 32,5 bar sebesar 100% dan 94,15%

Kata kunci: PLTP, Siklus Kalina, vent-valve system, ammonia, Cycle Tempo.

DESIGN AND SIMULATION OF OPERATIONAL SYSTEMS KALINA CYCLE WITH 50 TON/HR STEAM CAPACITY BY UTILIZING STEAM FROM VENT-VALVE SYSTEM OF KAMOJANG GEOTHERMAL PLANT

Name : Ilham Ardi Pratama
NRP : 2112100158
Department : Mechanical Engineer
Advisor Lecturer : Dr. Ir Atok Setiyawan, M.Eng.Sc

ABSTRACT

Geothermal power plant is one of alternative renewable energy power plants that are being developed in Indonesia. When compared to conventional fuel power plants, geothermal power plants classified as environmentally friendly. Geothermal Power Plant (PLTP) in Kamojang using dry hot steam (dry steam) from wells owned by Pertamina, which was then accommodated in receiving steam header. Then from the receiving steam header steam flow into the separator to be cleaned. When there is excess pressure on the header receiving steam, steam will be released into the environment through the vent valve system until the vapor pressure back down to the pressure maintained. Excess steam can be utilized into electrical energy by kalina cycle system.

This research aims to produce a kalina cycle generating system appropriate to the problems faced. This study uses tempo Cycle software to assist in the calculation and analysis. Design of Kalina cycle system used in this study is the Kalina Cycle System (KCS) 11. Variation of the pressure and the mass fraction of ammonia also conducted to obtain the maximum design. Pressure turbine variation in this study is 25 bar, 27.5 bar, 30 bar, 32.5 bar and 35 bar. Variations in the mass fraction of ammonia from 84% to 90%. From that variations then analyzed their effects on plant performance and power generated.

From this study found that the value of the greatest power on the system kalina cycle with a mass fraction of 84% ammonia is achieved when the pressure 35 bar. The power generated by the quality of 4251.72 kW steam turbine at 89.41%. At a pressure of 30 bar produced the greatest power is the mass fraction of 85% ammonia. Power generated at 4035.35 kW with steam quality of turbine inlet and outlet, 100% and 94.61%. Meanwhile, at a pressure of 32.5 bar, the mass fraction that produces the greatest is the mass fraction of 86% and generated power of 4263.31 kW. The steam quality of turbine inlet and outlet at a mass fraction of 86% with a pressure of 32.5 bar at 100% and 94.15%

Keywords: geothermal power plant, kalina cycle, vent-valve system, ammonia, Cycle Tempo.

KATA PENGANTAR

*Bismillahirrahmanirrahim,
Assalamu'alaikum Wr. Wb.*

Segala puji dan syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT, atas limpahan kasih sayang dan petunjuk-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang disusun sebagai persyaratan kelulusan Program Studi S1 Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung dari segi moril maupun materil dalam proses penyelesaian tugas akhir kali ini, antara lain:

- Bapak dan ibu, Sutopo Edi Raharjo dan Sri Lestari Wahyuningsih atas doa, motivasi dan nasihatnya untuk tetap bekerja keras,
- Bapak Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc sebagai dosen pembimbing tugas akhir yang telah memberikan waktu, tenaga, pikiran dan *gemblengan* nya selama penyusunan tugas akhir,
- Bapak Wawan Aries Widodo, bapak Bambang Sudarmanta,. dan bapak Bambang Arip Dwiyantoro selaku dosen penguji atas saran dan ilmunya untuk penyempurnaan tugas akhir ini,
- Bapak Nur Ikhwan, selaku dosen wali yang telah memberikan arahan-arahannya kepada penulis selama masa perkuliahan tahap Sarjana.
- Seluruh dosen dan karyawan Jurusan Teknik Mesin ITS yang telah memberikan banyak bantuan dalam proses perkuliahan penulis, baik akademis maupun non akademis,
- Saudara kandung penulis, Rizky Dwi Prabowo dan Anisa Nabila Pratiwi yang selalu mendoakan dan menjadi semangat penulis untuk segera menyelesaikan studinya.

- Firyal Ahsania yang senantiasa memberikan semangat dan dukungan positif kepada penulis selama pengerjaan tugas akhir ini
- Rekan pengerjaan tugas akhir, Havi Kurniawan yang bersedia berjuang bersama menyelesaikan Tugas Akhir
- Teman-teman anggota laboratorium perpindahan panas: Punjung, Rizkia, Havi, Aqfha, Ilman, dan yang lain membantu support moril saat naik turun motivasi pada penulis.
- Teman-Teman M55, kontrakan Bhaskara, Himpunan Mahasiswa Mesin Periode 2014/2015 atas motivasi selama perkuliahan,
- Semua pihak yang tidak mungkin penulis sebutkan satu persatu yang telah banyak memberikan bantuan sehingga tugas akhir ini dapat diselesaikan.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir kali ini, oleh karena itu penulis sangat mengharapkan saran dan masukan dari semua pihak. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan

Wassalamu'alaikum Wr. Wb.

Surabaya, Januari 2017

Penulis

DAFTAR ISI

| | |
|--|-----|
| HALAMAN JUDUL | |
| PAGE OF TITLE | |
| LEMBAR PENGESAHAN | |
| ABSTRAK | i |
| ABSTRACT | iii |
| KATA PENGANTAR..... | v |
| DAFTAR ISI | vii |
| DAFTAR GAMBAR | ix |
| DAFTAR TABEL | xi |
| BAB I PENDAHULUAN | |
| 1.1 Latar Belakang | 1 |
| 1.2 Rumusan Masalah | 2 |
| 1.3 Batasan Masalah..... | 2 |
| 1.4 Tujuan Penelitian | 3 |
| 1.5 Manfaat Penelitian..... | 3 |
| BAB II DASAR TEORI | |
| 2.1 Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Panas Bumi | 5 |
| 2.1.1 <i>Vapor-Dominated System</i> | 5 |
| 2.1.2 <i>Liquid-Dominated System</i> | 6 |
| 2.2 Proses Produksi Energi Listrik PLTP Kamojang..... | 7 |
| 2.3 Sifat Termodinamika <i>Ammonia-Water Mixture</i> | 8 |
| 2.4 Siklus Kalina | 10 |
| 2.5 <i>Organic Rankine Cycle</i> (ORC) | 12 |
| 2.6 Komponen Siklus Kalina | 13 |
| 2.7 Analisa Termodinamika | 14 |
| 2.8 Perangkat Lunak <i>Cycle-Tempo 5.0</i> | 17 |

| | |
|--|----|
| 2.9 Perhitungan Energi pada <i>Cycle Tempo 5.0</i> | 22 |
| 2.9.1 Kesenimbangan Energi pada Heat Exchanger .. | 22 |
| 2.9.2 Kesenimbangan Energi pada Kondensor | 22 |
| 2.9.3 Kesenimbangan Energi pada Turbin | 23 |
| 2.9.4 Kesenimbangan Energi pada Pompa Cairan | 23 |
| 2.9.5 Efisiensi Energi Sistem | 25 |
| 2.10 Penelitian Terdahulu..... | 25 |
| BAB III METODOLOGI PENELITIAN | |
| 3.1 Tahapan Penelitian | 27 |
| 3.2 Pengumpulan dan Pengolahan Data | 29 |
| 3.3 Perancangan Siklus Kalina | 30 |
| 3.4 Hasil yang Diharapkan | 31 |
| BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN | |
| 4.1 Analisis Fluktuasi Besar Aliran Sumber Energi..... | 33 |
| 4.2 Membangun dan Analisa Permodelan Sistem Siklus Kalina 11..... | 34 |
| 4.3 Hasil Permodelan dan Simulasi Sistem Siklus Kalina pada <i>Cycle-Tempo</i> | 37 |
| 4.4 Analisis Variasi Fraksi Massa Ammonia dan Tekanan Turbin | 40 |
| 4.4.1 Analisis Variasi Tekanan pada Turbin | 40 |
| 4.4.2 Analisis Variasi Fraksi Massa Fluida pada Tekanan 30 bar..... | 42 |
| 4.4.3 Analisis Variasi Fraksi Massa Fluida pada Tekanan 32,5 bar..... | 44 |
| BAB V PENUTUP | |
| 5.1 Kesimpulan..... | 47 |
| 5.2 Saran | 48 |
| DAFTAR PUSTAKA | |
| LAMPIRAN | |
| BIODATA PENULIS | |

DAFTAR GAMBAR

| | |
|---|----|
| Gambar 2.1 Skema dan Diagram T-s proses pembangkit tenaga vapor-dominated | 6 |
| Gambar 2.2 Flow diagram PLTP Kamojang | 7 |
| Gambar 2.3 T - x Diagram Ammonia - water mixture | 9 |
| Gambar 2.4 (a) properties air dan (b) properties campuran ammonia-air dengan 85% ammonia | 10 |
| Gambar 2.5 Tipe Siklus Kalina | 11 |
| Gambar 2.6 Perbandingan T-s Diagram Siklus Rankine dengan Siklus Kalina | 12 |
| Gambar 2.7 Ilustrasi Control Volume | 17 |
| Gambar 2.8 Contoh pemodelan <i>Drawing window Cycle-Tempo 5.0</i> | 18 |
| Gambar 2.9 <i>Input Data</i> pada <i>Cycle Tempo</i> | 19 |
| Gambar 2.10 Sistem Matriks pada <i>Cycle-Tempo</i> | 20 |
| Gambar 2.11 (a) Skema Evaporator, (b) preview hasil perhitungan dengan <i>Cycle Tempo</i> | 22 |
| Gambar 2.12 Skema kondensor | 22 |
| Gambar 2.13 Skema Turbin Uap | 23 |
| Gambar 2.14 Skema Pompa Cairan | 23 |
| Gambar 2.15 Proses penaikan tekanan cairan pada pompa | 24 |
| Gambar 2.16 Hasil dari Simulasi <i>Cycle Tempo</i> Sistem Siklus Kalina 11 pada PLTP Lahendong | 23 |
| Gambar 3.1 Rancangan Sistem Siklus Kalina 11 | 25 |
| Gambar 4.1 Hasil Permodelan Sistem Siklus Kalina 11 pada <i>Cycle Tempo</i> | 38 |
| Gambar 4.2 Grafik T-s Diagram dari Siklus Kalina hasil simulasi | 40 |
| Gambar 4.3 Grafik pengaruh tekanan terhadap daya dan kualitas uap keluaran turbin sistem siklus kalina 11 pada fraksi massa 84% ammonia | 41 |
| Gambar 4.4 Grafik pengaruh fraksi massa ammonia pada tekanan 30 bar terhadap daya dan kualitas uap sistem siklus kalina 11 | 44 |

| | |
|--|----|
| Gambar 4.5 Grafik pengaruh fraksi massa ammonia pada tekanan 32,5 bar terhadap daya dan kualitas uap sistem siklus kalina 11 | 45 |
|--|----|

DAFTAR TABEL

| | |
|---|----|
| Tabel 3.1 Flow rate Uap Panas keluar Vent-Valve System | 29 |
| Tabel 3.2 Parameter yang ditetapkan | 31 |
| Tabel 3.3 Variasi Tekanan..... | 32 |
| Table 3.4 Variasi Fraksi Massa | 32 |
| Tabel 4.1 Data inputan pada software cycle tempo..... | 35 |
| Tabel 4.2 Data hasil simulasi siklus kalina 11 | 37 |
| Tabel 4.3 Data energy balance dan system efficiency hasil simulasi cycle tempo | 39 |
| Tabel 4.4 Hasil Variasi Tekanan | 41 |
| Tabel 4.5 Hasil Variasi Fraksi Massa pada Tekanan 30 bar | 43 |
| Tabel 4.6 Hasil Variasi Fraksi Massa pada Tekanan 32,5 bar . | 44 |

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Energi merupakan komoditas yang penting untuk menunjang kehidupan manusia. Perkembangan industri dan pertumbuhan populasi manusia membuat kebutuhan akan energi terus meningkat, sementara sumber daya alam yang tersedia jumlahnya terbatas. Manusia tidak dapat selamanya bergantung pada sumber energi konvensional yang ada saat ini, seperti batubara dan bahan bakar minyak sebagai sumber energi utama. Isu lingkungan seperti pencemaran dan pemanasan global mendesak manusia untuk menemukan sumber energi alternatif yang dapat diandalkan dan juga ramah lingkungan.

Pembangkit listrik tenaga panas bumi merupakan salah satu alternatif pembangkit listrik energi terbarukan yang sedang dikembangkan di Indonesia. Bila dibandingkan dengan pembangkit listrik bahan bakar konvensional, pembangkit listrik panas bumi tergolong ramah lingkungan, karena tidak terjadi proses pembakaran di dalamnya. Indonesia memiliki cadangan (resources) energi panas bumi dari Sumatera hingga Nusa Tenggara timur sekitar 29.0387 MW. Penggunaan panas bumi sebagai pembangkit tenaga listrik sebesar 1.341 MW atau kurang dari 5% dengan resources yang ada. Produksi energi primer pada tahun 2011 menunjukkan bahwa batubara memberikan kontribusi terbesar yaitu 34,5%, sedangkan panas bumi hanya 2,4% . Penerapan teknologi yang tepat dapat membuat panas bumi menjadi sumber energi alternatif untuk memenuhi kebutuhan hidup manusia.

Pembangkit Listrik Tenaga Panas bumi (PLTP) Kamojang milik PT. Indonesia Power menggunakan uap panas kering (dry steam) dari Pertamina yang kemudian ditampung dalam steam receiving header. Kemudian dari steam receiving header uap mengalir ke separator untuk dibersihkan. Bila terjadi kelebihan tekanan pada steam receiving header, kelebihan uap akan dilepas

ke lingkungan melalui vent valve system hingga tekanan uap kembali turun ke tekanan yang dijaga.

Kondisi uap yang dikirimkan dari Pertamina melebihi kebutuhan yang diperlukan dalam prosesangkitan. Besar mass flowrate yang dikeluarkan oleh vent valve system tidak stabil. Rata – rata uap yang dibuang ini lebih dari 35 ton/jam. Uap panas bumi tersebut dapat dimanfaatkan secara tidak langsung yaitu dengan menguapkan fluida kerja campuran air dan ammonia melalui mekanisme pertukaran panas dengan menggunakan Sistem siklus kalina. Sistem siklus Kalina (Kalina Cycle System) dapat digunakan untuk menghasilkan tenaga listrik tambahan dengan memanfaatkan aliran uap keluaran vent valve system yang terdapat pada pembangkit listrik tenaga panas bumi di Kamojang, Jawa Barat, Indonesia. Pembangkit listrik tenaga panas bumi dengan sistem siklus kalina memiliki keuntungan antara lain tidak membutuhkan sumber panas yang tinggi dan tidak menghasilkan polusi hasil pembakaran sehingga ramah terhadap lingkungan.

1.2. Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang diatas dibutuhkan pengembangan di bidang panas bumi. Rumusan masalah dari penelitian ini adalah membuat rancangan siklus kalina yang memanfaatkan uap panas dari keluaran *vent valve system* dan mengetahui besar daya yang dapat dihasilkan dengan *mass flowrate* dari uap panas *vent valve system* tersebut..

1.3. Batasan Masalah

Proses analisa pada tugas akhir ini menggunakan beberapa batasan masalah dan asumsi untuk membantu proses analisa. Berikut batasan masalah dan asumsi yang digunakan:

1. Sistem dalam kondisi kondisi tunak
2. Kondisi operasi adalah tunak (*steady state*).
3. Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan..

4. Fluida kerja yang digunakan adalah campuran ammonia dan air.
5. *Heat Loss* pada sistem perpipaan diabaikan.
6. Kebocoran pada sistem diasumsikan tidak ada , sehingga diasumsikan tidak ada *pressure drop*.
7. Analisa menggunakan tinjauan termodinamika
8. Simulasi dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak *Cycle-Tempo 5.0*.
9. Penelitian ini tidak melibatkan analisis ekonomi, metalurgi dan manufaktur

1.4. Tujuan Penelitian

Berdasarkan latar belakang dan rumusan masalah diatas maka tujuan penelitian ini adalah:

1. Mengetahui Energi yang dihasilkan dari rancangan siklus kalina yang dapat dimanfaatkan di pembangkit listrik
2. Mengetahui pengaruh fraksi massa dari ammonia terhadap kinerja sistem siklus kalina.
3. Mendapatkan rancangan siklus kalina 11 yang optimum

1.5. Manfaat Penelitian

Manfaat yang diharapkan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Memberikan pengetahuan mengenai aplikasi siklus kalina pada pembangkit listrik tenaga panas bumi.
2. Sebagai referensi dalam upaya menghasilkan energi listrik pada proses bangkitan.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Panas Bumi

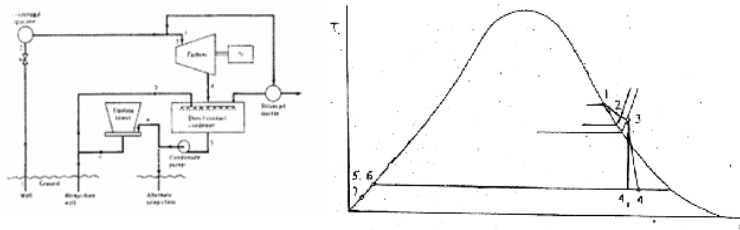
Energi panas bumi adalah energi dalam bentuk uap atau air panas yang didapat dari dalam bumi. Penggunaan uap geotermal sebagai pembangkit tenaga listrik dilakukan pada tahun 1904 di Larderello dengan daya bangkitan sebesar 8,5 MW. Pada tahun 1944, Larderello mampu memproduksi 127 MW.

Tidak semua sumber Geotermal menghasilkan uap. Beberapa diantaranya bertemperatur rendah, sehingga hanya berupa air panas. Beberapa tidak menerima air tanah dan hanya mengandung batu panas. Sumber geotermal dapat dibedakan menjadi tiga jenis yaitu hidrotermal, geopressured, dan petrotermal.

Sistem Geopressured menggunakan air yang dipanaskan didalam bumi pada kedalaman 8.000 – 30.000 ft. Sistem Petrohermal menggunakan energi termal dari hot dry rock (HDR) diambil dengan memompakan air melalui sumur yang dilubangi ke bagian bawah HDR kemudian air bergerak melalui retakan, mengambil panas, dan dinaikkan melalui sumur lainnya yang telah dibuat ke atas bagian HDR hingga akhirnya kembali ke permukaan. Sedangkan Sistem Hidrotermal dibedakan menjadi vapor-dominated dan liquid-dominated system.

2.1.1 *Vapor-Dominated System*

Dalam sistem ini air diuapkan dan mencapai ke permukaan dalam kondisi uap relatif kering dengan temperatur berkisar 205 °C dan tekanan mencapai 8 bar. Vapor dominated system adalah energi panas bumi yang menghasilkan uap kering sebagai fluida kerja. Sistem jenis ini sangat jarang ditemukan, namun merupakan jenis yang sangat sesuai untuk dimanfaatkan untuk pembangkit listrik. Dalam sistem ini sering mengalami masalah seperti adanya gas gas korosif yang dibawa oleh uap kering tersebut.



Gambar 2.1 Skema dan Diagram T-s proses pembangkit tenaga vapor-dominated

Pada gambar 2.1 memperlihatkan skema untuk pembangkit listrik panas bumi system Vapor dominated dan diagram T – s siklus tersebut. Uap kering dari sumur panas bumi (1) pada tingkat keadaan Superheated pada kepala sumur (2). Tekanan pada titik ini tidak melebihi 100 psia atau sekitar 7 bar. Kemudian uap dilewatkan Centrifugal Separator untuk mengambil partikel-partikel tertentu khususnya yang bersifat korosif yang selanjutnya memasuki turbin (3). Proses 1-2 dan 2-3 adalah proses throttling dengan entalpi konstan. Kemudian uap berekspansi didalam turbin dan masuk ke kondensor.

Karena aliran turbin tidak dikembalikan dalam siklus, maka dipergunakan direct contact kondenser. Pertimbangan lain, direct contact condensor lebih efisien. Uap keluar dari turbin (4) bercampur dengan air pendingin yang diperoleh dari Cooling tower (7), pencampuran (4) dan (7) dipompakan kembali ke *Cooling tower*. Bagian terbesar dari air cooling tower disirkulasikan ke condensor, sedang selebihnya di injeksinya kembali ke dalam tanah.

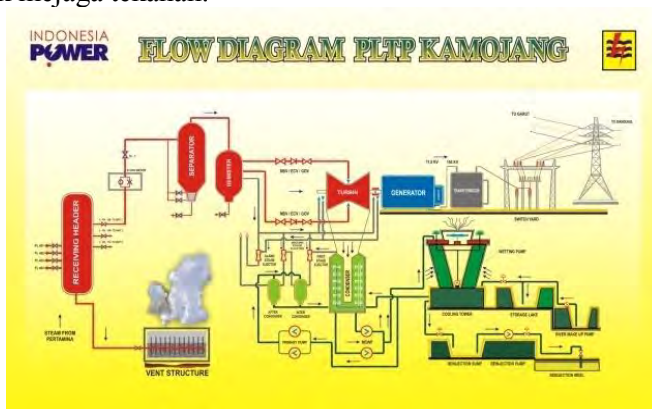
2.1.2 Liquid-Dominated System

Pada system ini fluida keluar dari sumur dengan tingkat kekeringan (dryness) yang sangat rendah, air lebih dominan atau berupa campuran dua phase (two phase mixture), dengan temperatur yang bervariasi dari 150 °C sampai dengan 315 °C. Sistem untuk pengelolaan, liquid-dominated menjadi kerja dibagi

menjadi beberapa cara diantaranya ialah Flash-steam system dan Binary-cycle system.

2.2 Proses Produksi Energi Listrik PLTP Kamojang

Energi primer yang digunakan di PLTP Kamojang adalah uap panas bumi yang berasal dari sumur-sumur produksi yang tersebar di sekitar Wilayah Kerja Panas Bumi (WKP) Kamojang. Uap dari sumur ini dialirkan ke PLTP melalui empat pipa alir utama dan dikumpulkan di steam receiving header yang berfungsi menampung uap panas bumi dan menjaga tekanan pasokan uap. Dari steam receiving header uap mengalir ke separator untuk dibersihkan. Di dalam separator, partikel padat yang terbawa dari sumur produksi dipisahkan dari uap sehingga uap yang menuju pembangkit menjadi bersih. Setelah separator terdapat orifice yang berfungsi untuk mengukur laju aliran uap utama yang masuk pembangkit. Selanjutnya uap dialirkan masuk ke demister yang berfungsi memisahkan butiran air dari uap. Hal ini dilakukan untuk menghindari terjadinya vibrasi erosi dan pembentukan kerak pada sudu dan nozzle turbin. Saat terjadi kelebihan tekanan dan uap di dalam steam receiving header, vent valve system akan terbuka untuk menjaga tekanan.



Gambar 2. 1 Flow diagram PLTP Kamojang

Uap yang telah bersih kemudian dialirkan masuk ke dalam turbin melalui main steam valve (MSV), electric control valve, dan governor valve. Selanjutnya uap memutar turbin yang dikopel dengan generator pada kecepatan 3000 rpm. Selanjutnya uap yang keluar dari turbin masuk ke dalam kondenser yang kondisinya dijaga vakum. Kondenser yang digunakan adalah tipe direct contact yang dipasang langsung di bawah turbin. Di dalam kondenser terjadi proses kondensasi yang merubah fasa uap menjadi fasa cair.

Air kondensat di dalam kondenser ini selalu dijaga ketinggiannya dalam kondisi normal oleh dua buah cooling water pump dan selanjutnya dialirkan ke dalam cooling tower untuk didinginkan sebelum disirkulasikan kembali. Kelebihan air kondensat di cooling tower diinjeksikan kembali ke bumi melalui sumur reinjeksi.

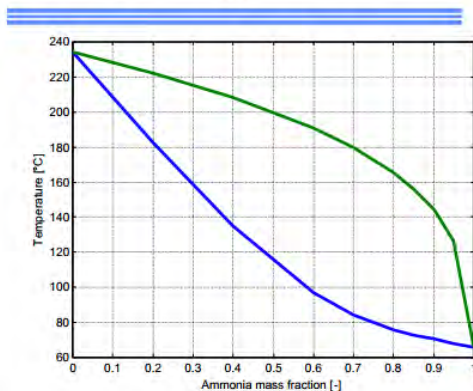
2.3 Sifat Termodinamika *Ammonia-Water Mixture*

Campuran ammonia-water memiliki sifat fisika dan kimia yang tidak sama dengan fluida murni pembentuknya yaitu air dan amonia. Pencampuran air dan ammonia akan menghasilkan fluida dengan sifat fisika dan kimia yang baru. Kemampuan ammonia-water mixture adalah untuk mendidih dan mengembun pada temperatur yang bervariasi. Amoniak memiliki titik didih dan titik embun yang rendah jika dibandingkan dengan air. Oleh karena itu, pencampuran amoniak dan air akan menjadi lebih volatile (mudah menguap). Ketika ammonia-water dipanaskan maka amoniak akan terlebih dulu mendidih maka akan terjadi distilasi. Juga sebaliknya ketika ammonia-water didinginkan maka air yang akan mengembun terlebih dulu.

Sifat ini ditunjukkan pada gambar 2.3. Dengan memahami diagram ini akan memudahkan mengenal siklus Kalina. Kurva bagian bawah merupakan titik jenuh (saturate) cairan, atau titik didih konsentrasi berbeda pada ammonia-water. Kurva bagian atas merupakan titik jenuh (saturate) uap, atau titik embun (dew) penguapan komplit atau awal pengembunan terjadi. Diantara

kedua kurva tersebut larutan/fluida memiliki dua komponen terpisah yaitu uap dan cair yang disebut dengan fase campuran/mix-phase. Fluida campuran ammonia-water dapat disesuaikan untuk berbagai pemanfaatannya dengan merubah tekanannya atau dengan merubah campuran konsentrasi amoniaknya. Fleksibilitas ini untuk merubah fluida kerja sebagai penyesuaian dari sumber panas dan temperatur pendinginan

Mixture boiling at 30 bar



Gambar 2. 3 T - x Diagram Ammonia - water mixture

Perbedaan titik saturasi pada fluida campuran memiliki tabel temperature saturasi pada tekanan tertentu dengan fraksi massa 85% ammonia seperti pada gambar 2.4b. Sehingga properties yang dimiliki oleh fluida campuran ammonia-air berbeda dengan yang dimiliki oleh satu fluida. Titik jenuh dari fluida murni (tanpa campuran) memiliki besar temperatur yang sama antara titik jenuh uap dengan titik jenuh cair. Sedangkan pada ammonia-air besar temperatur titik jenuh cair dan uap berbeda. Perbedaan tabel saturasi antara fluida campuran dengan fluida murni dtunjukkan pada gambar 2.4.

TABLE A-3
Properties of Saturated Water (Liquid-Vapor): Pressure Table

Pressure Constant: 1 bar = 0.1 MPa = 10⁵ N/m²

| Press. bar | Temp. °C | Specific volume m ³ /kg | | Internal energy kJ/kg | | Enthalpy kJ/kg | | Entropy kJ/kg · K | | Qual. sat. |
|---------------|-------------|---------------------------------------|------------|--------------------------|------------|-------------------|------------|----------------------|------------|---------------|
| | | Sat. Liquid | Sat. Vapor | Sat. Liquid | Sat. Vapor | Sat. Liquid | Sat. Vapor | Sat. Liquid | Sat. Vapor | |
| 0.01 | 28.96 | 1.0004 | 34.800 | 121.43 | 2512.2 | 121.43 | 2412.9 | 0.3720 | 8.4746 | 0.01 |
| 0.05 | 32.82 | 1.0004 | 24.739 | 161.53 | 2425.0 | 161.53 | 2315.9 | 0.5210 | 8.4734 | 0.05 |
| 0.10 | 39.89 | 1.0004 | 18.304 | 208.87 | 2431.8 | 208.87 | 2267.9 | 0.6926 | 8.4284 | 0.10 |
| 0.20 | 48.81 | 1.002 | 12.524 | 265.47 | 2438.9 | 265.47 | 2232.8 | 0.8447 | 8.3622 | 0.20 |
| 0.30 | 58.86 | 1.012 | 9.036 | 315.28 | 2444.7 | 315.28 | 2214.9 | 0.9612 | 8.2983 | 0.30 |
| 0.40 | 69.10 | 1.027 | 6.729 | 360.89 | 2449.5 | 360.89 | 2203.1 | 1.0555 | 8.2466 | 0.40 |
| 0.50 | 79.76 | 1.046 | 5.053 | 403.10 | 2453.6 | 403.10 | 2196.7 | 1.1329 | 8.2040 | 0.50 |
| 0.60 | 90.83 | 1.069 | 3.748 | 442.01 | 2457.2 | 442.01 | 2194.6 | 1.1963 | 8.1684 | 0.60 |
| 0.70 | 102.3 | 1.096 | 2.815 | 478.53 | 2460.4 | 478.53 | 2196.0 | 1.2489 | 8.1387 | 0.70 |
| 0.80 | 114.2 | 1.127 | 2.161 | 513.14 | 2463.2 | 513.14 | 2199.9 | 1.2921 | 8.1139 | 0.80 |
| 0.90 | 126.5 | 1.162 | 1.673 | 546.03 | 2465.7 | 546.03 | 2205.2 | 1.3271 | 8.0929 | 0.90 |
| 1.00 | 139.1 | 1.201 | 1.286 | 577.68 | 2467.9 | 577.68 | 2211.6 | 1.3549 | 8.0741 | 1.00 |
| 1.50 | 198.3 | 1.458 | 0.595 | 719.20 | 2478.6 | 719.20 | 2227.9 | 1.5701 | 8.0040 | 1.50 |
| 2.00 | 260.1 | 1.754 | 0.352 | 850.46 | 2483.9 | 850.46 | 2238.7 | 1.7766 | 7.9440 | 2.00 |

(a)

| | Liquid Phase Temperature (°C) | Vapor Phase Temperature (°C) | Pressure (bar) | Liquid Phase Density (kg/m ³) | Vapor Phase Density (kg/m ³) | Liquid Phase Enthalpy (kJ/kg) | Vapor Phase Enthalpy (kJ/kg) | Liquid Phase Entropy (kJ/kg·K) | Vapor Phase Entropy (kJ/kg·K) |
|---|-------------------------------------|------------------------------------|-------------------|---|--|-------------------------------------|------------------------------------|--------------------------------------|-------------------------------------|
| 1 | -52.349 | 33.245 | 0.50 | 761.98 | 0.23299 | -66.139 | 1838.4 | 0.20214 | 7.9091 |
| 2 | -47.406 | 38.592 | 0.40 | 758.80 | 0.23824 | -38.728 | 1848.3 | 0.29796 | 7.8033 |
| 3 | -43.470 | 42.691 | 0.30 | 752.55 | 0.23854 | -21.270 | 1857.2 | 0.37457 | 7.7225 |
| 4 | -40.151 | 46.505 | 0.20 | 748.92 | 0.24014 | -6.4184 | 1864.2 | 0.43671 | 7.6568 |
| 5 | -37.250 | 49.837 | 0.10 | 745.73 | 0.24111 | 5.5753 | 1870.2 | 0.49498 | 7.6014 |

(b)

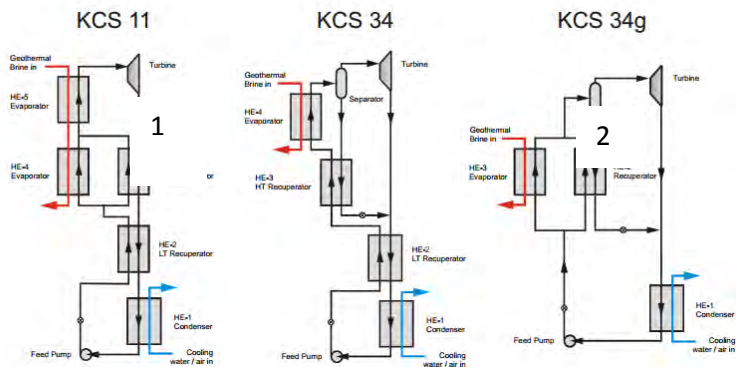
Gambar 2. 4 (a) properties air dan (b) properties campuran ammonia-air dengan 85% ammonia

2.4 Siklus Kalina

Siklus Kalina merupakan penemuan oleh DR. Kalina seorang ilmuwan dari Rusia, Siklus Kalina memiliki kesamaan dengan siklus rankine perbedaannya terletak pada penggunaan fluida kerja masing-masing siklus. Pada siklus kalina fluida kerja yang digunakan ialah campuran air dengan amonia sedangkan pada siklus rankine hanya menggunakan satu fluida yaitu air.. Keunggulan siklus Kalina berada pada proses yang terjadi di dalamnya dengan temperatur yang bervariasi dan dapat disesuaikan dengan temperatur sumber panas dengan kapasitas kalor yang terbatas, mengurangi pertumbuhan entropi pada alat penukar kalor oleh fluida utama.

Kalina cycle dapat pula dijelaskan dengan menyatukan teknologi pada siklus Rankine dan juga teknologi AAR (ammonia absorption refrigeration). Karena kedua teknologi ini telah dikembangkan selama bertahun-tahun, maka siklus Kalina juga menghasilkan rancangan atau disain yang dapat dipercaya dan

terstandarkan. Siklus Kalina bercirikan yang khas yakni memanfaatkan ammonia-water mixture sebagai fluida kerjanya. Maka setiap sistem didisain untuk mengeksplotasi fluida kerja untuk memperoleh efisiensi yang lebih besar.. Setiap tipe memiliki aplikasi sesuai pemakaiannya. Pada gambar 2.5 dibawah ini, menunjukkan tipe dari siklus Kalina.



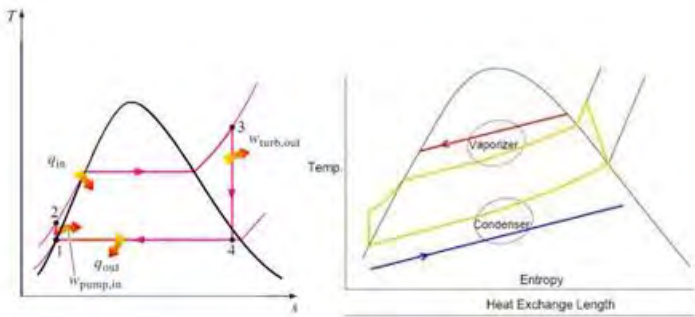
Gambar 2.5 Tipe Siklus Kalina

Pada KCS 11 memiliki dua buah Evaporator untuk menguapkan semua fluida kerja menjadi uap karena energi sumbernya besar sehingga baik digunakan pada temperatur geotermal $121^{\circ}\text{C} - 204^{\circ}\text{C}$, KCS 34 merupakan modifikasi dari KCS 34g dengan efisiensi lebih besar (adanya recuperator) dan digunakan pada temperatur lebih rendah sehingga penguapannya tidak sempurna dan harus dipisahkan lagi dengan menggunakan separator (uap kaya amoniak menuju turbin, sedangkan cairan miskin amoniak menuju HT Recuperator), sedangkan KCS 34g dibuat dengan lebih sedikit heat exchanger, pada KCS 34g tidak ada Recuperator sehingga fluida kerja yang menuju Evaporator tidak mengalami pemanasan awal sehingga efisiensinya lebih rendah, fluida kerja yang keluar dari Evaporator kemudian dipisahkan dengan Separator. Pertimbangan untuk KCS 34g untuk pembangkit skala kecil dan fluida keluaran turbin dengan temperatur lebih rendah sehingga langsung masuk

ke Kondenser. Untuk KCS 34 digunakan sebagai combined power production sedangkan KCS 34g digunakan untuk plant yang lebih kecil.

2.5 Organic Rankine Cycle (ORC)

Organic Rankine Cycle (Siklus ankin Organik) merupakan sebuah siklus modifikasi dari siklus rankine. Pada siklus Rankine menggunakan air bertekanan dan bertemperatur tinggi sebagai fluida kerja. Sedangkan pada ORC, menggunakan fluida dengan titik didih yang lebih rendah dibandingkan dengan air. Sumber panas yang digunakan oleh organik rankine cycle merupakan sumber panas bertemperatur rendah. Fluida kerja yang digunakan ORC berupa organik (refrigernat). Selain penggunaan fluida kerja, perbedaan ORC dengan siklus rankine terletak pada mesin penambah panasnya. Siklus Rankine menggunakan boiler sebagai komponen penambah panas pada siklusnya, sedangkan pada ORC menggunakan evaporator sebagai penukar kalor pengganti boiler pada siklus rankine. Sehingga pada sistem siklus rankine organik tidak menggunakan komponen untuk proses pembakaran bahan bakar maka tidak ada pembuangan emisi akibat bahan bakar pada sistem ORC.



Gambar 2. 6 Perbandingan T-s Diagram Siklus Rankine dengan Siklus Kalina

Pada Gambar 2.6 menjelaskan mengenai perbedaan dari T-s diagram siklus rankine dengan sistem siklus kalina. Pada siklus rankine satu jenis fluida menjadi fluida kerja pada sistem tersebut.

Sehingga memiliki temperatur jenuh yang sama pada titik cair jenuh maupun pada uap jenuh. Hal tersebut menyebabkan di tekanan yang sama pada saat fluida dalam kondisi dalam kubah (mixture) garis temperatur tidak berubah. Sedangkan pada siklus kalina yang menggunakan dua atau lebih jenis fluida memiliki temperatur jenuh yang berbeda antara cair jenuh dengan uap jenuh. Sehingga di tekanan yang sama pada saat fluida dalam kondisi dalam kubah (mixture) garis temperatur memiliki gradien tertentu bergantung pada komposisi campuran fluida yang digunakan dalam siklus kalina.

2.6 Komponen Siklus Kalina

Komponen yang digunakan pada siklus kalina sama seperti yang digunakan pada siklus rankine. Komponen yang digunakan diantaranya ialah turbin, kondensor, pompa, evaporator, dan recuperator.

- Turbin Uap

Turbin uap adalah alat yang mengekstraksi uap air yang bertekanan menjadi kerja. Cara kerja pada turbin uap ini yaitu fluida kerja berupa uap yang mempunyai massa dan tekanan dinaikkan temperaturnya hingga berubah fase uap panas lanjut (*superheat*). Energi dalam uap panas lanjut ini diekspansikan secara adiabatik (isentropik) sehingga menjadi kerja. Setelah diekspansikan oleh turbin, tekanan dan temperatur uap akan mengalami penurunan karena energinya digunakan untuk menggerakkan sudu-sudu turbin.

Kualitas uap yang melewati turbin lebih baik tidak terlalu rendah, karena dampak dari tetesan cairan dalam campuran cairan-uap yang mengalir dalam turbin dapat mengikis *blade* dari turbin itu sendiri. Sehingga menyebabkan penurunan efisiensi turbin dan meningkatkan kebutuhan pemeliharaan. Pada umumnya untuk mempertahankan setidaknya kualitas uap keluar dari turbin sebesar 90% ($X > 0,9$).

- Pompa

Pompa adalah suatu komponen yang digunakan untuk memindahkan cairan dari suatu tempat ke tempat yang lain melalui suatu media perpipaan dengan cara menambahkan energi pada cairan yang dipindahkan dan berlangsung secara terus menerus. Pompa beroperasi dengan prinsip membuat perbedaan tekanan antara bagian masuk (*suction*) dengan bagian keluar (*discharge*). Dengan kata lain, pompa berfungsi mengubah tenaga mekanis dari suatu sumber tenaga (penggerak) menjadi tenaga kinetis (kecepatan), dimana tenaga ini berguna untuk mengalirkan cairan dan mengatasi hambatan yang ada sepanjang pengaliran.

- Kondensor

Kondensor merupakan alat penukar panas yang berfungsi mengkondensasi fluida kerja. Agar tidak mengurangi efisiensi suatu pembangkit turbin uap, sejumlah uap yang telah digunakan untuk menggerakkan turbin harus dikembalikan dalam fasa cair yang disebut kondensat. Uap yang keluar dari turbin tekanan rendah terkondensasi menjadi air yang mengeluarkan panas laten dari uap. Sebagai akibat dari kehilangan panas, uap hasil ekstraksi dari turbin mula-mula didinginkan menjadi uap jenuh atau campuran, kemudian mengembun berubah menjadi cair.

- Evaporator dan Recuperator

Evaporator dan recuperator adalah alat penukar kalor yang digunakan untuk meningkatkan kalor pada sistem pembangkit daya. Evaporator merupakan alat penukar kalor yang memiliki fungsi untuk mengubah keseluruhan atau sebagian suatu fluida cair menjadi uap. Recuperator ialah *heat exchanger* tipe *direct contact*, fluida kerja mengalir secara terus-menerus dan saling bertukar panas dari fluida panas ke fluida yang lebih dingin dengan melewati dinding pemisah tanpa diikuti perubahan fase

2.7 Analisa Termodinamika

Peralatan-peralatan seperti turbin, pompa, kompresor, dan heat exchanger merupakan peralatan dengan sistem terbuka. Sistem terbuka merupakan sistem yang mengakibatkan terjadinya

pertukaran energi (panas dan kerja) dan benda (materi) dengan lingkungannya. Sistem terbuka ini meliputi peralatan yang melibatkan adanya aliran massa kedalam atau keluar sistem. Pada sistem terbuka ini, baik massa maupun energi dapat melintasi batas sistem yang bersifat permeabel. Dengan demikian, pada sistem ini volume dari sistem tidak berubah sehingga disebut juga dengan *control volume*. *Control volume* merupakan pembatasan daerah tinjauan pada suatu komponen untuk memudahkan perhitungan secara lebih detail. Perpindahan energi pada batas *control volume* terjadi dalam bentuk kerja dan panas. Pada Gambar 2.5 dapat dilihat bahwa pada inlet (i) adalah aliran massa masuk ke dalam *control volume* dan exit (e) adalah aliran massa keluar dari *control volume*.

Pada *control volume* berlaku dua hukum yaitu konservasi massa dan konservasi energi. Berdasarkan Gambar 2.7, persamaan konservasi massa ditunjukkan persamaan 2.1 dan persamaan konservasi energi ditunjukkan persamaan 2.2.

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \sum_i \dot{m}_i - \sum_e \dot{m}_e \dots\dots\dots (2. 1)$$

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_i(u_i + \frac{v_i^2}{2} + gz_i) - \dot{m}_e(u_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e) \dots\dots (2. 2)$$

dengan asumsi : - Kerja fluida masuk bernilai negatif
- Kerja fluida keluar bernilai positif

Notasi \dot{W} pada persamaan 2.2 merupakan daya yang dipengaruhi oleh kerja fluida masuk (\dot{W}_i) serta fluida keluar (\dot{W}_e) yang melewati *control volume*. \dot{W} juga merupakan hasil perkalian antara gaya (F) dan kecepatan (V). Gaya adalah hasil dari perkalian antara tekanan (p) dan luas permukaan yang menerima tekanan (A). Selain itu \dot{W} dipengaruhi oleh keadaan-keadaan disekitar *control volume* seperti perputaran poros, perpindahan massa dan energi dari batas *control volume*, serta *electrical effect*. Keadaan tersebut dilambangkan \dot{W}_{cv} . Oleh karena itu \dot{W} dapat dirumuskan pada persamaan 2.3.

$$\begin{aligned}\dot{W} &= \dot{W}_{cv} + \dot{W}_e - \dot{W}_i \\ \dot{W} &= \dot{W}_{cv} + (p_e A_e) V_e - (p_i A_i) V_i \dots\dots\dots (2. 3)\end{aligned}$$

Dengan $AV = \dot{m}v$, maka persamaan 2.3 menjadi persamaan 2.4.

$$\dot{W} = \dot{W}_{cv} + \dot{m}_e(p_e v_e) - \dot{m}_i(p_i v_i) \dots\dots\dots (2. 4)$$

Persamaan 2.4 disubstitusikan pada persamaan 2.2 sehingga menjadi persamaan 2.5.

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m}_i(u_i + p_i v_i + \frac{v_i^2}{2} + gz_i) - \dot{m}_e(u_e + p_e v_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e) \dots\dots (2. 5)$$

Subscript “cv” ditambahkan pada \dot{Q} untuk menekankan bahwa laju perpindahan panas terjadi pada *boundary* dari *control volume*.

Persamaan 2.5 dapat ditulis dengan menggunakan specific enthalpy (h) dimana $h=u+pv$. Maka persamaan 2.5 menjadi persamaan 2.6.

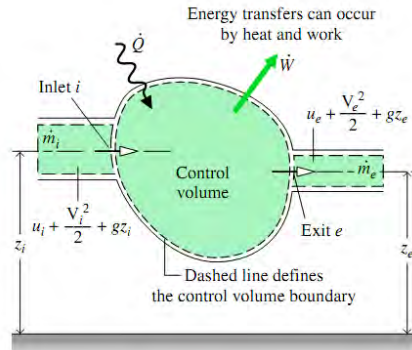
$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m}_i(h_i + \frac{v_i^2}{2} + gz_i) - \dot{m}_e(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e) \dots\dots\dots (2. 6)$$

Dalam keadaan aktual mungkin terdapat beberapa lokasi disekitar *boundary* yang dilalui oleh aliran massa yang masuk atau keluar, dengan demikian persamaan 2.6 menjadi persamaan 2.7.

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \sum_i \dot{m}_i (h_i + \frac{v_i^2}{2} + gz_i) - \sum_e \dot{m}_e (h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e) \dots (2. 7)$$

Kondisi *control volume* diasumsikan *steady state* agar mempermudah proses perhitungan. *Steady state* merupakan keadaan ideal yang berarti semua sifat tidak berubah seiring dengan berubahnya waktu. Begitu juga dengan laju aliran massa, laju perpindahan energi termal, dan kerja juga tidak berubah terhadap waktu. Maka dari itu, dalam prinsip hukum konservasi massa pada persamaan 2.1 dapat menjadi persamaan 2.8

$$\begin{aligned}
 \frac{dm_{cv}}{dt} &= \sum_i \dot{m}_i - \sum_e \dot{m}_e \\
 0 &= \sum_i \dot{m}_i - \sum_e \dot{m}_e \\
 \sum_i \dot{m}_i &= \sum_e \dot{m}_e \dots\dots\dots(2. 8)
 \end{aligned}$$



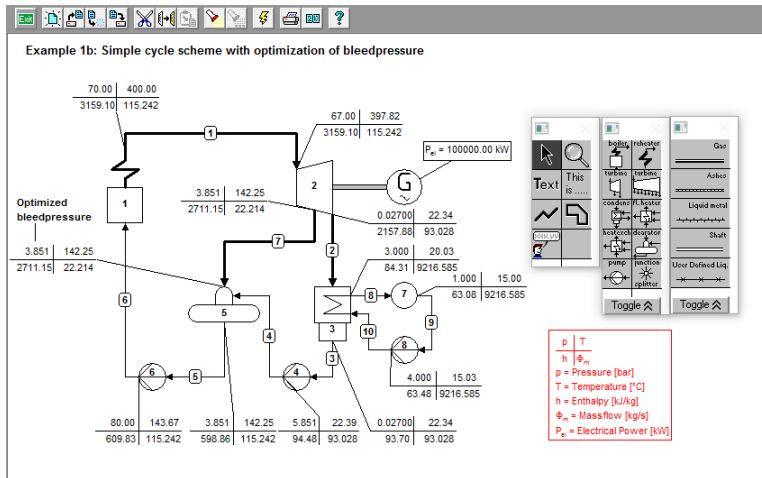
Gambar 2. 7 Ilustrasi Control Volume

Serta pada prinsip konservasi energi dalam *steady state*, persamaan 2.2 dapat menjadi persamaan 2.9.

$$\begin{aligned}
 \frac{dE_{cv}}{dt} &= \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \sum_i \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) \\
 0 &= \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \sum_i \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) \\
 \dot{Q}_{cv} + \sum_i \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) &= \dot{W}_{cv} + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) \dots\dots\dots(2. 9)
 \end{aligned}$$

2.8 Perangkat Lunak Cycle Tempo 5.0

Perangkat lunak Cycle-Tempo 5.0 adalah program simulasi yang dapat digunakan untuk merancang, memodelkan dan mengoptimasi sistem pembangkitan tenaga listrik, kalor, dan siklus refrigerasi. Tujuan utama Cycle-Tempo adalah untuk mengetahui performa sistem yang dimodelkan. Performa sistem yang bisa dicari adalah nilai efisiensi, heat rate, dan konsumsi bahan bakar. Cycle-Tempo juga bisa digunakan untuk menghitung jumlah aliran massa dan energi yang dibutuhkan pada suatu siklus.



Gambar 2. 8 Contoh pemodelan Drawing window Cycle-Tempo 5.0

Penyusunan apparatus (komponen) dan pipa pada suatu siklus dapat dilakukan dengan berbagai kombinasi, sehingga user (pengguna) dapat membuat model sistem dengan variasi sebanyak-banyaknya. Kemudahan ini memungkinkan pengguna untuk memvariasikan kondisi existing suatu sistem lalu mengetahui efek variasi yang dilakukan terhadap performa sistem tersebut.

Tujuan utama dari Cycle-Tempo adalah untuk menghitung relevansi aliran massa dan energi pada sistem. Jumlah dan tipe komponen akan berbeda dari suatu sistem dan sistem lainnya. Perbedaan ini sesuai permintaan pengguna dalam menentukan konfigurasi sistem dan juga model tiap komponen. Dengan menggunakan Cycle-Tempo, pengguna dapat membuat pemodelan sistem sesuai keinginan.

Apparatus 4: Fuel cell

Apparatus statistics

No.:

Name:

Type:

Additional input data

Input data

| | | | | | |
|--------|------|-----|--------|------|-----|
| EEQCOD | 1 | - | DELE | | kw |
| PINAN | 1.15 | bar | DELEP | 0.02 | - |
| POUTAN | | bar | PFCELL | 1 | bar |
| DELPAN | 0.05 | bar | TFCELL | 950 | °C |
| TINAN | 850 | °C | PREACT | | bar |
| TOUTPS | | °C | TREACT | | °C |
| PINCA | 1.15 | bar | | | |
| POUTCA | | bar | | | |
| DELPCA | 0.05 | bar | | | |
| TINCA | 850 | °C | | | |
| POWER | 1 | MW | | | |
| DCAC | 0.96 | - | | | |

Gambar 2. 9 Input Data pada Cycle Tempo

Pemodelan sistem dimulai dengan merangkai apparatus dan medium yang digunakan. Pengguna dapat memilih apparatus dan medium yang terdapat pada palette. Setelah apparatus dan medium selesai dirangkai, langkah selanjutnya adalah memasukkan properties yang diperlukan pada setiap apparatus. Tiap apparatus membutuhkan input data properties yang berbeda, namun sebagian besar berkaitan dengan tekanan dan temperatur. Selain memasukkan properties pada setiap komponen, dalam cycle tempo juga dapat memasukkan data umum keseluruhan sistem meliputi production functions, environment definition, auxiliary power consumption dan user defined input. Setelah semua apparatus diisi dengan properties yang dibutuhkan, dapat dilakukan proses running untuk melihat konvergensi pemodelan sistem.

Cycle-Tempo digunakan untuk menghitung properties termodinamika, komposisi gas dan laju alir massa pada sistem energi pada produksi listrik, panas dan pendinginan. perhitungan dilakukan dengan menggunakan kesetimbangan massa, molar, energi dan hubungan sifat termodinamika. Sifat termodinamika yang dapat dihitung berlaku pada uap atau air, refrigerant, pottasium, amonia dan beberapa gas yang di modelkan sebagai gas ideal. Campuran ammonia dan air juga dapat dihitung.

| | | pipe numbers | | | | | | | | | | | | |
|---------------------|-----|--------------|--------|--------|-------|--------|----|--------|--------|---|----------|----------|---|-----------|
| component | nr. | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | | | |
| boiler | 1 | -1 | | | | | -1 | | | | | m_1 | = | 0 |
| turbine | 2 | 1 | -1 | | | | | -1 | | | | m_2 | | 0 |
| condenser | 3 | | 1 | -1 | | | | | -1 | 1 | | m_3 | | 0 |
| condenser (cooling) | 3 | | | | | | | | -1 | 1 | | m_4 | | 0 |
| deaerator | 5 | | | | 1 | -1 | | 1 | | | | m_5 | | 0 |
| feedpump | 6 | | | | | 1 | -1 | | | | | m_6 | | 0 |
| coolwater pump | 8 | | | | | | | | | 1 | -1 | m_7 | | 0 |
| deaerator | 5 | | | | h_4 | $-h_5$ | | h_7 | | | | m_8 | | 0 |
| condenser | 3 | | h_2 | $-h_3$ | | | | | $-h_8$ | | h_{10} | m_9 | | 0 |
| turbine | 2 | h_1 | $-h_2$ | | | | | $-h_7$ | | | | m_{10} | | P_{tur} |

Gambar 2.10 Sistem Matriks pada Cycle-Tempo

Perhitungan pada *Cycle-Tempo* meliputi 3 tahapan, tahap pengaturan perhitungan, pembuatan perhitungan dan hasil dari perhitungan. Terdapat 7 tahapan dalam pembuatan perhitungan :

1. Pembacaan awal

Pembacaan awal yang dilakukan *Cycle-Tempo* meliputi:

- Banyak komponen, pipa, dll.
- Data komponen.
- Topology* dari sistem yang menjelaskan program bagaimana pipa dapat terhubung dengan tiap komponen.
- Medium data tiap pipa.
- Pembacaan awal data tambahan.

2. Pembuatan sistem matriks

Perhitungan dimulai dengan melakukan pembuatan sistem matriks untuk perhitungan aliran massa. Perhitungan ini dilakukan agar dapat menentukan jumlah aliran massa yang sebanding dengan jumlah pipa. Jumlah aliran massa dan jumlah pipa yang tidak sebanding akan mendapatkan pesan *error* dari program sehingga program berhenti. Contoh skema perhitungan dan skema sistem matriks seperti pada gambar 2.20.

3. Input data dan komponen
Data yang dimasukkan pada tiap komponen adalah temperatur dan tekanan masuk-keluar komponen.
4. Penyelesaian sistem matriks
Cycle-Tempo menggunakan hukum eliminasi *Gauss*. Gambar ... menjelaskan bagaimana entalpi di substitusikan menggunakan analisis energi untuk mendapatkan aliran massa pada sistem.
5. Menentukan karakteristik aliran massa
Langkah untuk menentukan karakteristik dari iterasi utama adalah dengan menentukan jumlah pipa dengan aliran massa dan jika kondisi tersebut sudah terpenuhi, maka aliran massa yang terakhir dihitung adalah hasil dari sistem tersebut. Kondisi ini akan kembali ke langkah 2 bila kondisi tersebut tidak konvergen.
6. Perhitungan tingkat keadaan tingkat komponen
Pressure, *temperature*, dan *enthalpy* yang belum diketahui pada langkah 3 input data dan apparatus memerlukan pengecekan dari setiap *apparatus* pada langkah 5. Program yang telah berhasil di *running* dapat dilihat pada pesan "*Data for all Pipes*" untuk mengetahui :
 1. Aliran Massa
 2. Tekanan masuk dan keluar
 3. Temperatur masuk dan keluar
 4. Entalpi masuk dan keluar
7. Pembuatan *output*
Output dari *Cycle-Tempo* dapat ditentukan melalui *running* skema yang sudah konvergen dengan membuka "*system efficiencies*" pada *Cycle-Tempo*. Hasil yang didapatkan dari langkah tersebut adalah daya netto dan gross serta efisiensi netto dan gross.

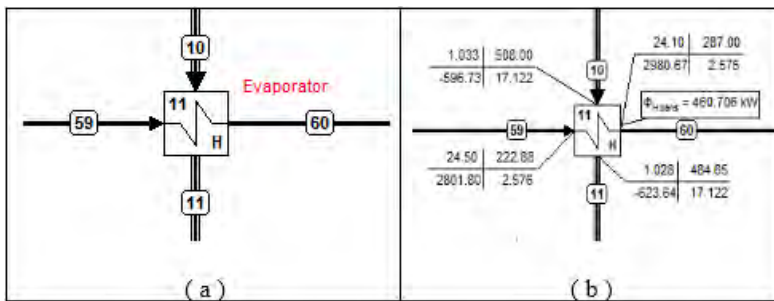
2.9 Perhitungan Energi pada Cycle Tempo 5.0

Proses perhitungan energi melibatkan proses perhitungan energi masuk, perhitungan energi keluar, perhitungan konsumsi energi, dan perhitungan efisiensi sistem.

2.9.1 Kesetimbangan Energi pada Heat Exchanger

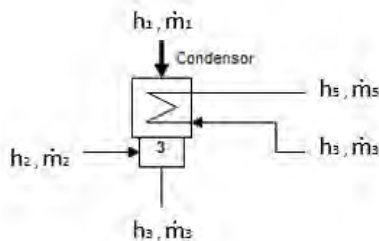
Persamaan energi atau heat transmit yang digunakan pada *cycle tempo* adalah

$$P = E(i) = \Sigma (h_{in} \cdot \Phi_{m, in}) - \Sigma (h_{out} \cdot \Phi_{m, out}) \dots \dots \dots (2. 10)$$



Gambar 2. 11 (a) Skema Evaporator, (b) preview hasil perhitungan dengan Cycle Tempo

2.9.2 Kesetimbangan Energi pada Kondensor



Gambar 2. 22 Skema kondensor

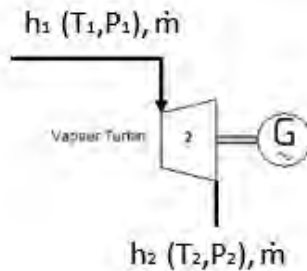
$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2, \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_c$$

$$Q_{\text{deliver}} = Q_{\text{absorb}}$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_4 h_4$$

$$\dot{m}_1(h_1 - h_3) + \dot{m}_2(h_2 - h_3) = \dot{m}_c(h_5 - h_4) \dots \dots \dots (2.11)$$

2.9.3 Kestimbangan Energi pada Turbin



Gambar 2. 13 Skema Turbin Uap

$$P_{\text{turbine}} = \eta_m \dot{m} (h_1 - h_2)$$

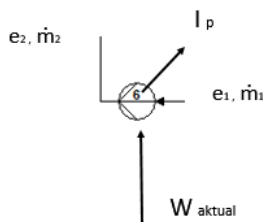
$$P_{\text{generator}} = \eta_{m,e} P_{\text{turbine}} \dots \dots \dots (2.12)$$

Dimana :

η_m = efisiensi mekanisme turbine

$\eta_{m,e}$ = efisiensi mekanikal elektrik generator

2.9.4 Kestimbangan Energi pada Pompa Cairan

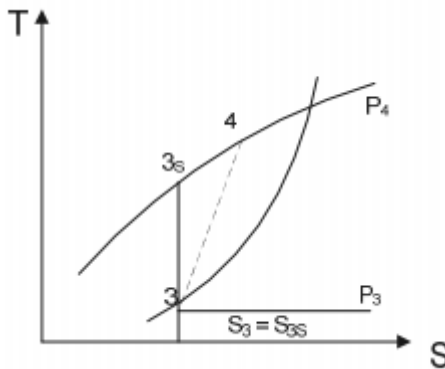


Gambar 2. 14 Skema Pompa Cairan

Perhitungan energi pada pompa selalu memperhatikan nilai efisiensi mekanikal dan efisiensi mekanikal dan efisiensi isentropik.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$$

$$P_{pump} = \frac{\dot{m} (h_4 - h_3)}{\eta_{m,e}} \quad \dots\dots\dots (2. 13)$$



Gambar 2. 35 Proses penaikan tekanan cairan pada pompa

$$s_3 = s_{3s}$$

$$\eta_i = \frac{h_{3s} - h_3}{h_4 - h_3} \quad \dots\dots\dots (2. 14)$$

Dimana :

$\eta_{m,e}$ = efisiensi mekanikal elektrik pompa

η_i = efisiensi isentropis

h_{3s} = entalpi proses isentropik

2.9.5 Efisiensi Energi Sistem

$$\text{Gross thermal efficiency} = \frac{\text{total produce electric / mechanical power}}{\text{Total energy input}} \dots\dots\dots (2. 15)$$

$$\text{Net thermal efficiency} = \frac{\text{total produce elec / mech power} - \text{total own consumption}}{\text{Total energy input}} \dots\dots\dots (2. 16)$$

Total produced electric / mechanical power = $P_{\text{generator}}$

Total own consumption = Jumlah total energi yang digunakan untuk menjalankan pompa = Total P_{pump}

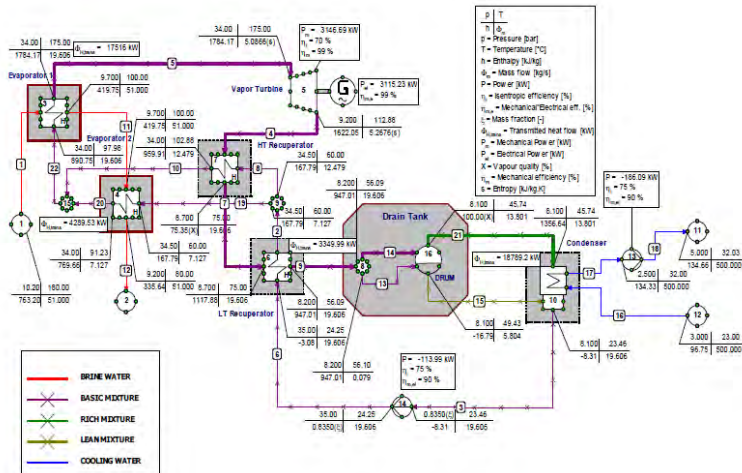
Total energi input = total heat absorbed pada evaporator

2.10 Penelitian Terdahulu

Nasruddin (2010), melakukan penelitian yang berjudul **“Energy and Exergy Analysis of Kalina Cycle for the Utilization of Waste Heat in Brine Water for Indonesian Geothermal Field”**. Penelitian ini membahas tentang pemanfaatan limbah panas pada sistem pembangkit tenaga listrik, yang seharusnya akan dikembalikan ke alam, untuk memproduksi tambahan tenaga listrik akan meningkatkan keefisienan sistem itu sendiri. Penelitian ini bertujuan untuk menampilkan analisis energi dan eksergi Sistem Siklus Kalina (*Kalina Cycle System* atau KCS) agar dapat dimanfaatkan untuk menghasilkan tenaga listrik tambahan dari limbah panas yang terkandung di dalam air garam (brine water) panas bumi yang terdapat di situs pembangkit listrik tenaga panas bumi Lahendong, Sulawesi Utara. Untuk menghasilkan keluaran tenaga listrik yang maksimal dan keefisienan yang maksimal, sistem akan dioptimalkan berdasarkan fraksi massa cairan yang digunakan (*ammonia-water*) dan tekanan keluar turbin.

Dari penelitian ini didapatkan hasil optimum untuk mendapatkan energi maksimum dengan KCS sebesar 3115 kW. Fraksi massa ammonia dalam campuran *ammonia-water* didapat sebesar 83.5% dan tekanan keluaran turbin didapat sebesar 9.2 bar. Kerugian total exergy turbin sebesar 1107 kW. Siklus termodinamika yang optimum untuk mendapatkan energi yang maksimum dengan cara menurunkan tekanan dan menurunkan

fraksi massa ammonia dalam campuran *ammonia-water*. Namun hasil yang didapat tekanan terendah pada 9.2 bar dan fraksi massa ammonia sebesar 83.5%.



Gambar 2. 46 Hasil dari Simulasi Cycle Tempo Sistem Siklus Kalina 11 pada PLTP Lahendong

BAB III

METODE PENELITIAN

Pada bab ini akan membahas tahapan penelitian hingga hasil yang diharapkan pada penelitian ini.

3.1 Tahapan Penelitian

Metodologi penelitian adalah serangkaian kegiatan dan prosedur dari tugas akhir. Serangkaian kegiatan dan prosedur tersebut bertujuan untuk menyelesaikan permasalahan atau analisa yang menjadi bahasan dalam tugas akhir.

1. Persiapan

Tahap ini bertujuan untuk menentukan objek dan masalah yang akan menjadi topik tugas akhir. Tahap persiapan meliputi observasi lapangan, identifikasi masalah, dan studi literatur. Observasi lapangan adalah kegiatan mengamati keadaan lapangan dan mempelajari apa yang dilakukan di tempat tersebut. Identifikasi masalah adalah proses mencari permasalahan yang dapat dibahas pada tugas akhir. Studi literatur merupakan proses pengumpulan literatur yang dapat digunakan sebagai referensi dan dasar teori untuk penyelesaian tugas akhir. Objek yang dibahas adalah panas terbuang dari vent valve system di PLTP Kamojang. Permasalahan yang ada adalah bagaimana rancangan sistem recovery panas terbuang tersebut agar dapat dimanfaatkan untuk pembangkitan uap. Uap bangkitan tersebut selanjutnya akan menggerakkan turbin uap dan menghasilkan daya listrik.

2. Pengambilan Data

Data yang diperlukan pada tahap ini antara lain adalah data mass flow, temperature serta tekanan uap panas keluaran vent valve system. Data tersebut digunakan untuk mengetahui potensi waste heat yang ada pada panas buang di venting. Kemudian data

referensi permodelan siklus kalina. Data tersebut digunakan untuk memodelkan siklus kalina pada Cycle Tempo.

3. Perancangan Siklus Kalina

Perancangan dilakukan berdasarkan studi literatur dan data yang telah diperoleh. Studi literatur berupa rancangan Siklus Kalina pada PLTP Lahendong. Rancangan referensi selanjutnya akan dimodifikasi agar sesuai dengan potensi panas terbuang di PLTP Kamojang.

4. Simulasi Sistem Siklus Kalina

Desain Sistem Siklus Kalina referensi dan hasil modifikasi disimulasikan pada software Cycle-Tempo. Rancangan tersebut dilakukan dengan menempatkan menggambar desain Siklus Kalina pada Cycle Tempo. Selanjutnya memasukkan input data operasi pada kotak dialog komponen yang akan diinput data operasinya.

5. Simulasi Variasi Pembangkit

Setelah sistem yang dibuat pada Cycle Tempo berhasil (tidak ada error) selanjutnya hal yang dilakukan adalah mencari kondisi operasi yang tepat digunakan pada sistem pembangkit ini. Hal yang divariasikan pada penelitian ini adalah tekanan pada turbin dan fraksi massa dari ammonia

6. Analisa dan Pengolahan Data Hasil Simulasi

Setelah proses perhitungan dan simulasi selesai, dilakukan pengambilan data hasil simulasi. Data hasil simulasi akan diolah dalam bentuk visual, grafik dan tabel untuk dianalisis secara kuantitatif maupun kualitatif. Dari kedua parameter tersebut didapat hasil berupa karakteristik optimum dari pembangkit yang dibuat.

3.2 Pengumpulan dan Pengolahan Data

Pada tahap persiapan dilakukan pengambilan data yang nantinya berguna dalam pemecahan masalah yang menjadi topik tugas akhir. Data yang diperoleh dari hasil observasi merupakan besar bukaan venting secara rata – rata, terkecil, dan terbesar. Berikut tabel data flow rate dari vent valve system PLTP Kamojang.

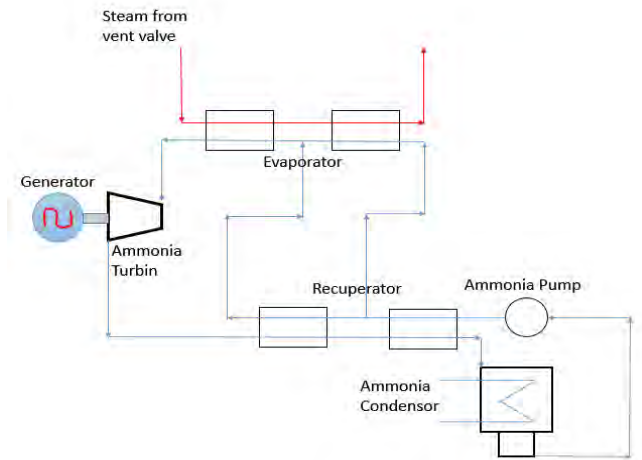
. Tabel 3. 1 Flow rate Uap Panas keluar Vent-Valve System

| | Rata – rata (Ton/Jam) | Minimum (Ton/Jam) | Maksimum (Ton/Jam) |
|----------------|--------------------------|----------------------|-----------------------|
| April 2015 | 34.25 | 25 | 52.5 |
| Mei 2015 | 43.55 | 35 | 70 |
| Juni 2015 | 41.42 | 37.5 | 52.5 |
| Juli 2015 | 41.37 | 27.5 | 65 |
| Agustus 2015 | 46.13 | 37.5 | 75 |
| September 2015 | 47.92 | 35 | 57.5 |
| Oktober 2015 | 51.7 | 35 | 62.5 |
| Nopember 2015 | 40.83 | 30 | 47.5 |
| Desember 2015 | 47.66 | 35 | 62.5 |
| Januari 2016 | 38.55 | 32.5 | 45 |
| Februari 2016 | 44.31 | 32.5 | 70 |
| Maret 2016 | 35.71 | 27.5 | 42.5 |
| Rata - rata | 42.78 | 32.5 | 58.54 |

Dari data yang telah didapatkan seperti diatas langkah selanjutnya adalah melakukan pengolahan data dan melakukan permodelan dengan referensi pembangkit yang diinginkan. Besar laju aliran massa yang akan digunakan sebesar 50 ton/ jam. Pengolahan data dilakukan ketika simulasi dengan cycle tempo telah berhasil. Kemudian variasi dari tekanan dan fraksi massa disimulasikan.

3.3 Perancangan Siklus Kalina

Pada tahap perancangan digunakan desain sistem siklus kalina (KCS) 11. Pada awal perancangan digunakan beberapa referensi sistem siklus kalina 11 yang sudah ada. Perancangan pembangkit yang dibuat terdiri dari beberapa komponen wajib dari pembangkit seperti Turbin, condenser, pompa, dan evaporator. Rancangan pembangkit sistem siklus kalina 11 ditunjukkan pada gambar 3.1.



Gambar 3. 1 Rancangan Sistem Siklus Kalina 11

Untuk melakukan desain menggunakan *software* cycle tempo, perlu menetapkan beberapa parameter tetap dalam proses *input* komponen-komponen sistem siklus kalina. Beberapa parameter yang ditetapkan dalam merancang siklus kalina pada penelitian ini ialah seperti yang ditunjukkan pada tabel 3. 2. Parameter tersebut didapat dari sumber uap panas yang digunakan dan referensi yang ada.

Tabel 3. 2 Parameter yang ditetapkan

| Parameter yang ditetapkan | besar | satuan |
|-----------------------------|-------|--------|
| Temperatur uap | 166 | °C |
| Tekanan Uap | 6,6 | bar |
| massflow uap | 14,3 | kg/s |
| massflow ammonia-air | 24,43 | kg/s |
| DLTH pada evaporator 1 | 10 | °C |
| efisiensi isentropis turbin | 0,8 | |
| Tekanan kondensor | 9 | bar |

3.4 Hasil yang Diharapkan

Diperlukan pembobotan atau prioritas untuk parameter yang akan dipilih agar mendapatkan hasil yang maksimal dan tepat untuk di piih. Terdapat beberapa parameter yang dapat digunakan sebagai parameter utama dalam pemilihan sistem mana yang lebih optimal seperti kualitas uap keluar turbin, , dan daya yang dihasilkan oleh sistem tersebut. Pemilihan hasil yang optimum berdasarkan daya yang dihasilkan dan juga kualitas uap keluar turbin.

Data yang diharapkan adalah data hasil variasi tekanan dan data hasil variasi fraksi massa di tekanan tertentu yang memiliki daya dan kualitas uap yang baik. Hasil dari variasi tekanan pada fraksi massa 84% yang memiliki daya yang tinggi dan kualitas uap diatas 90% akan digunakan untuk simulasi variasi fraksi massa ammonia. Pada penelitian ini dipilih dua variasi tekanan yang akan digunakan untuk mensimulasikan dengan variasi fraksi massa. Berikut adalah tabel variasi tekanan dan variasi fraksi massa ammonia.

Tabel 3. 3 Variasi Tekanan

| Tekanan turbin (bar) | Temperatur Uap (°C) | Tekanan Uap (bar) | Fraksi Massa (%) | Daya (kW) | Kualitas Uap (%) |
|----------------------|---------------------|-------------------|------------------|-----------|------------------|
| 25 | 166 | 6,6 | 84 | | |
| 27,5 | | | | | |
| 30 | | | | | |
| 32,5 | | | | | |
| 35 | | | | | |

Tabel 3. 4 Variasi Fraksi Massa

| Tekanan (bar) | Fraksi Massa (%) | Daya (kW) | Kualitas Uap (%) |
|---------------|------------------|-----------|------------------|
| | 84 | | |
| | 85 | | |
| | 86 | | |
| | 87 | | |
| | 88 | | |
| | 89 | | |
| | 90 | | |

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dibahas mengenai hasil simulasi numerik tentang pengaruh campuran ammonia-air dan tekanan fluida terhadap daya yang dihasilkann dan kualitas uap air keluar turbin. Simulasi telah dilakukan dengan menggunakan software Cycle Tempo versi 5.0. Pengolahan data hasil simulasi Cycle Tempo kemudian akan ditampilkan dalam bentuk kuantitatif. Data kuantitatif akan disajikan dalam bentuk grafik dan tabel.

4.1 Analisis Fluktuasi Besar Aliran Sumber Energi

Pada Tabel 3.1 menjelaskan mengenai aliran uap yang dibuang dari vent structure per bulan. Data tersebut didapatkan pada saat operasi pabrik bulan April 2015 hingga Maret 2016. Dari tabel tersebut didapatkan rata rata pengeluaran selama satu tahun sebesar 42,78 Ton/jam, dan rata rata minimum sebesar 32,5 Ton/jam, sedangkan rata rata maksimum sebesar 58,54 Ton/jam. Besar aliran rata-rata selama satu tahun sebesar 42,78 ton/jam. Nilai miinmum rata rata selama satu tahun 32,5 ton/jam sedangkan rata rata maksimum aliran ua sebesar 58,54 ton/jam. Pada penelitian ini menggunakan 50 ton/jam aliran uap untuk dijadikan sumber dalam sistem siklus kalina.

Potensi panas dari uap keluaran vent valve system yang dapat dimanfaatkan dalam membangun permodelan sistem siklus kalina dapat dihitung dengan persamaan 2.6, laju aliran massa dikali perbedaan *enthalpy*.

Dengan data aliran sebagai berikut :

| | | |
|-----------|---------|---------|
| \dot{m} | 50 | ton/jam |
| | 14,3 | kg/s |
| T_{in} | 166 | °C |
| h_{in} | 2768,72 | kJ/kg |
| T_{out} | 100 | °C |
| h_{out} | 419,52 | kJ/kg |

Sehingga besar potensi yang dimanfaatkan oleh siklus kalina sebesar

$$\dot{Q} = 14,3 \frac{kg}{s} \times \frac{(2768,72 - 419,52)kJ}{kg}$$

$$\dot{Q} = 33593,56 kW$$

4.2 Membangun dan Analisa Permodelan Sistem Siklus Kalina 11

Pemodelan pembangkit dilakukan dalam *cycle-tempo* berdasarkan Sistem Siklus Kalina 11. Proses membuat permodelan dimulai dengan memasukkan fluida kerja ammonia air dengan fraksi massa 84% dan tekanan 25 bar, fluida tersebut pada fase mixture yang akan diubah dengan evaporator 1 menjadi superheat sebelum memasuki turbin. Dengan DLTH sebesar 10°C, perbedaan temperatur antara uap masuk dengan fluida kerja keluar dari evaporator 1, didapat laju aliran massa dari fluida kerja sebesar 24,432 kg/s. Kemudian dari evaporator 1, fluida kerja yang telah menjadi fase uap dengan keadaan superheat dialirkan memasuki turbin dengan input efisiensi isentropis sebesar 80%. Keluar dari turbin fluida kerja digunakan sebagai fluida pemanas pada LT Recuperator dan HT Recuperator untuk memanaskan ammonia – air fase cair keluar dari kondensor. Input tekanan fluida keluar turbin pada *apparatus* mengikuti referensi, sebesar 9 bar.

Setelah melewati melalui LT dan HT Recuperator fluida kerja adalah dikumpulkan dalam tangki pemisah (*drum*) sebelum akhirnya masuk ke kondensor. *Drum* tersebut berfungsi sebagai tangki untuk memisahkan fase uap dan fase cair dari fluida kerja. Aliran uap dari fluida kerja berjalan ke dalam *inlet* kondensor dan mengalami kondensasi kembali ke fase cair, sedangkan aliran fluida cair dari *drum* disemprotkan ke dalam kondensor untuk meningkatkan efisiensi kondensasi. Setelah fluida dalam fase cair keluar dari kondensor, fluida dipompakan ke LT Recuperator untuk dipanaskan. Setelah mengalir melalui LT Recuperator fluida

dibagi menjadi dua aliran. Aliran pertama ke HT Recuperator, dan aliran kedua ke Evaporator 2. Dalam Recuperator HT, fluida dipanaskan menggunakan fluida keluaran turbin, sedangkan pada Evaporator 2 fluida dipanaskan dengan uap dari vent valve system keluaran Evaporator 1. Kemudian keluaran fluida dari HT Recuperator dan Evaporator digabungkan sebelum memasuki Evaporator 1. Pada Evaporator 1 fluida kerja dipanaskan oleh uap dari vent valve system sampai mencapai kondisi superheated steam. Aliran fluida keluaran dari Evaporator 1 yang mengandung 100% fasa uap melewati uap turbin untuk menghasilkan tenaga listrik di AC Generator. Proses ini kemudian diulang sebagai siklus kalina.

Setelah permodelan sistem siklus kalina berhasil dibentuk dengan data inputan seperti pada tabel 2.1 kemudian dilakukan pengecekan. Pengecekan dilakukan terhadap jumlah pipa dengan jumlah perhitungan. Hal ini diperlukan agar keduanya dapat konvergen sehingga *running* berhasil dilakukan. Simulasi dapat berjalan dengan baik atau konvergen ketika tidak ada *error* ataupun *warning* setelah proses *running*.

Tabel 4. 1 Data inputan pada software cycle tempo

| No | Komponen | Parameter Input | Data input | Satuan |
|----|----------------|-----------------|------------|--------|
| 1 | Source | POUT | 90 | bar |
| | | TOUT | 166 | °C |
| | | DELM | 14,3 | kg/s |
| 2 | Turbin | ETHAI | 0,8 | |
| | | ETHAM | 0,99 | |
| 3 | Evaporator 2 | DELP1 | 0 | bar |
| | | TOUT1 | 95 | °C |
| | | DELP2 | 0 | bar |
| 4 | HT Recuperator | DELP1 | 0 | bar |
| | | PIN2 | 9 | bar |
| | | DELP2 | 0 | bar |
| 5 | | DELP1 | 0 | bar |

| | | | | |
|-----------|-------------------------|---|----------|------|
| | <i>Evaporator 1</i> | <i>DELP2</i> | 0 | bar |
| | | <i>DLTH</i> | 10 | °C |
| 6 | Source | <i>TIN</i> | 100 | °C |
| 7 | Valve | <i>Pipe to specify flow for</i> | 9 | |
| | | <i>Absoolute flow</i> | v | |
| | | <i>Mass flow</i> | v | |
| | | <i>Flow</i> | 15 | kg/s |
| 9 | LT Recuperator | <i>DELP1</i> | 0 | bar |
| | | <i>TOUT1</i> | 60 | °C |
| | | <i>DELP2</i> | 0 | bar |
| 10 | Source | - | - | - |
| 11 | Node | <i>EEQCOD</i> | 2 | |
| 12 | Drum | - | - | - |
| 13 | Pump | <i>POUT</i> | 25 | bar |
| | | <i>ETHAI</i> | 0,75 | |
| | | <i>ETHAM</i> | 0,9 | |
| 14 | Pump | <i>POUT</i> | 3 | bar |
| | | <i>ETHAI</i> | 0,75 | |
| | | <i>ETHAM</i> | 0,9 | |
| 15 | Condensorr | <i>PIN1</i> | 2 | bar |
| | | <i>DELP1</i> | 1 | bar |
| | | <i>TIN1</i> | 23 | °C |
| | | <i>TOUT1</i> | 33 | °C |
| | | <i>DELP2</i> | 0 | bar |
| | | <i>TOUT2</i> | 25 | °C |
| 16 | Valve | <i>Pipe to specify flow for</i> | 22 | |
| | | <i>Absoolute flow</i> | v | |
| | | <i>Mass flow</i> | v | |
| | | <i>Flow</i> | 24,432 | kg/s |

Untuk inputan fluida kerja campuran ammonia dan air dimasukkan dalam apparatus pipa seperti pada gambar 3. Fluida kerja yang digunakan pada simulasi tersebut ialah campuran ammonia-air dengan fraksi massa 84% ammonia.

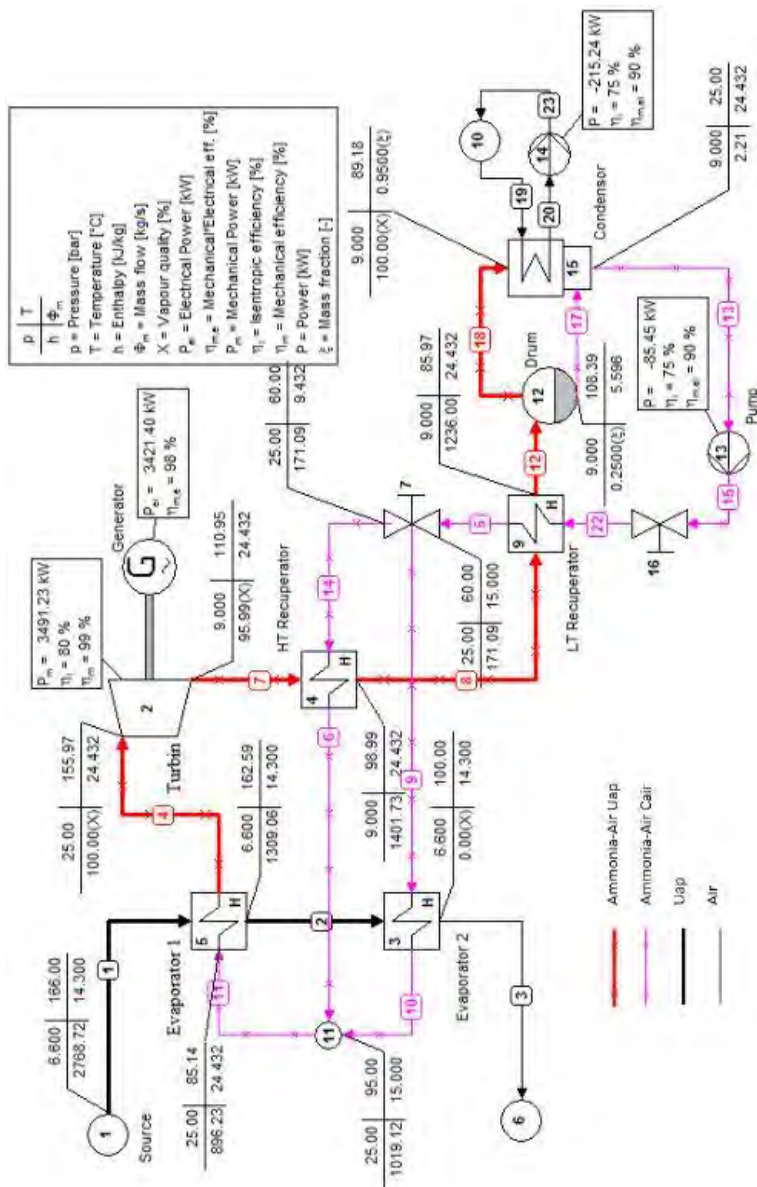
4.3 Hasil Permodelan dan Simulasi Sistem Siklus Kalina pada *Cycle-Tempo*

Setelah permodelan dengan cycle tempo telah berhasil disimulasikan dengan tidak ada error dan warning seperti pada gambar 4.2 diatas, maka hasil simulasi dari permodelan dapat digunakan.

Tabel 4. 2 Data hasil simulasi siklus kalina 11

| | \dot{m} (kg/s) | Tekanan (bar) | Temperatur (°C) | Enthalphy (kJ/kg) | Mass Fraction (%) |
|---------------|------------------|---------------|-----------------|-------------------|-------------------|
| Sumber Uap | 14,300 | 6,6 | 166 | 2768,72 | |
| Masuk Turbin | 24,432 | 25,0 | 155,97 | 1750,57 | 0,84 |
| Keluar Turbin | 24,432 | 9,0 | 110,95 | 1606,23 | 0,84 |
| Masuk HE 1 | 24,432 | 25,0 | 88,47 | 940,98 | 0,84 |
| Masuk HE 2 | 16,999 | 25,0 | 60 | 171,09 | 0,84 |
| Masuk HE 3 | 7,433 | 25,0 | 60 | 171,09 | 0,84 |
| Masuk HE 4 | 24,432 | 25,0 | 26,53 | 10,24 | 0,84 |
| Masuk Drum | 24,432 | 9,0 | 88,53 | 1265,52 | 0,84 |
| Masuk | 4,999 | 9,0 | 108,39 | 305,12 | 0,25 |
| Condensor | 19,433 | 9,0 | 89,18 | 1512,57 | 0,95 |
| Masuk Pompa | 24,432 | 9,0 | 26 | 6,87 | 0,84 |

Dari tabel 4.2 didapat perbandingan antara energi yang dihasilkan dengan sumber energi yang digunakan. Besar energi yang dimanfaatkan oleh sistem siklus kalina sebesar 33593,56 kW, sedangkan daya yang dihasilkan oleh sistem siklus kalina sebesar 3491,23kW.



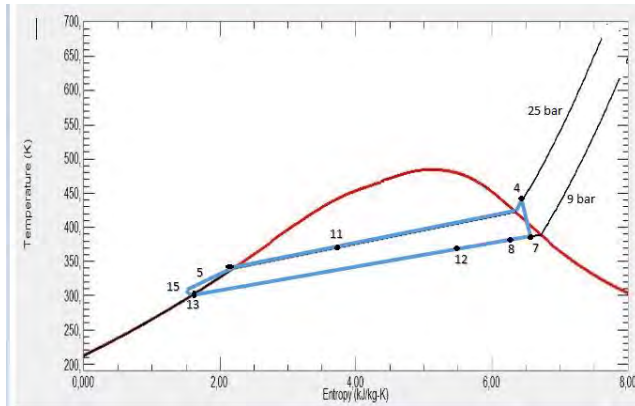
Gambar 4. 1 Hasil Permodelan Sistem Siklus Kalina 11 pada Cycle Tempo

Tabel 4.3 Data energy balance dan system efficiency hasil simulasi cycle tempo

| No. | Name | Type | Energy loss (enthalpy) [kW] | Energy loss (HHV) [kW] | Energy loss (LHV) [kW] |
|-----|--------------|------|--------------------------------|---------------------------|---------------------------|
| 2 | Turbine | 3 | 3526.49 | 3526.49 | 3526.49 |
| 15 | Condenser | 4 | 0.00 | 1735.32 | 1735.32 |
| 3 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 4 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 5 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 9 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 13 | Pump | 8 | -76.90 | -76.90 | -76.90 |
| 14 | Pump | 8 | -193.72 | -193.72 | -193.72 |
| 11 | Node | 9 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 6 | Sink/Source | 10 | 5999.12 | 4498.63 | -30417.76 |
| 10 | Sink/Source | 10 | 30337.74 | 30337.74 | 30337.74 |
| 1 | Sink/Source | 10 | -39592.74 | -38092.25 | -3175.86 |
| 7 | Valve | 14 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 16 | Valve | 14 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 12 | Drum | 15 | 0.00 | -1735.32 | -1735.32 |
| 1 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 10 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 13 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| | Total: | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |

| delivered | No. | Apparatus | Type | Energy [kW] | Totals [kW] |
|-------------|-----|-----------|------|----------------|----------------|
| Delivered | 1 | Generator | G | 3421.40 | |
| gross power | | | | | 3421.40 |
| Aux. power | 13 | Pump | 8 | 85.45 | |
| consumption | 14 | Pump | 8 | 215.24 | |
| | | | | | 300.69 |
| Delivered | | | | | |
| net power | | | | | 3120.72 |

Energy balance dan system efficiency dari siklus kalina juga dapat dilihat dari software cycle tempo setelah simulasi dilakukan, seperti yang ditunjukkan pada tabel 4.3. Tingkat keadaan dari siklus kalina tersebut dapat diketahui dengan grafik T-s diagram. T-s diagram hasil simulasi didapat seperti pada gambar berikut. Angka pada grafik 4.2 tersebut menunjukkan tingkat keadaan aliran fluida pada masing-masing pipa dalam cycle tempo.



Gambar 4.2 Grafik T-s Diagram dari Siklus Kalina hasil simulasi

4.4 Analisis Variasi Fraksi Massa Ammonia dan Tekanan Turbin

Pada subbab ini akan dibahas mengenai hasil dari variasi tekanan turbin maupun variasi fraksi massa dari ammonia.

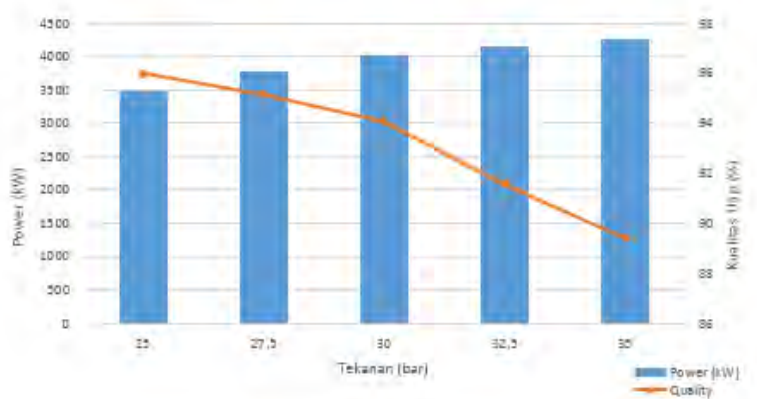
4.4.1 Analisis Variasi Tekanan pada Turbin

Permodelan siklus kalina yang telah disimulasi dengan tidak adanya error dan waring dilanjutkan dengan simulasi berbagai variasi. Variasi ini dilakukan pada tekanan fluida pada inlet turbin adalah dengan tekanan 25 bar, 27,5 bar, 30 bar, 32,5 bar, dan 35 bar pada fraksi massa ammonia-air sebesar 84%. Dari variasi tersebut dibandingkan daya yang dihasilkan oleh setiap variasi dan kualitas uap keluar turbin dari masing-masing tekanan Berikut tabel data hasil dari variasi tekanan yang didapatkan:

Tabel 4. 4 Hasil Variasi Tekanan

| Fraksi Massa (%) | Tekanan (bar) | Daya Turbin (kW) | Kualitas Uap (%) | |
|------------------|---------------|------------------|------------------|--------|
| | | | inlet | Outlet |
| 84 | 25 | 3491,23 | 100 | 95,99 |
| 84 | 27,5 | 3780,69 | 100 | 95,14 |
| 84 | 30 | 4024,94 | 99,6 | 94,06 |
| 84 | 32,5 | 4145,96 | 96,96 | 91,56 |
| 84 | 35 | 4251,72 | 94,64 | 89,41 |

Pada tabel tersebut terdapat lima variasi tekanan dengan daya yang dihasilkan dan kualitas uap keluaran turbin dari masing-masing tekanan. Untuk memudahkan dalam mengambil kesimpulan data tersebut dibentuk dalam sebuah grafik. Grafik 4.1 merupakan tren grafik daya pembangkit dan kualitas uap keluaran turbin karena pengaruh tekanan masuk turbin. Variasi Tekanan yang baik ialah yang menghasilkan daya dan kualitas uap yang tinggi. Kualitas uap yang rendah mempengaruhi umur dan kinerja turbin.



Gambar 4.3 Grafik pengaruh tekanan terhadap daya dan kualitas uap keluaran turbin sistem siklus kalina 11 pada fraksi massa 84% ammonia

Pada grafik tersebut menunjukkan pengaruh perubahan tekanan pada daya yang dihasilkan oleh Sistem Siklus Kalina 11 dengan fraksi massa ammonia sebesar 84%. Pada tekanan 25 bar, 27.5 bar, 30 bar, 32.5 bar dan 35 bar daya yang dihasilkan berturut turut sebesar 3414,71 kW, 3698,23 kW, 3414,71 kW, 4145,96 kW dan 4251,72 kW. Sehingga pada tren grafik diatas, daya yang dihasilkan dari variasi tekanan paling rendah ke paling tinggi semakin meningkat. Dari grafik tersebut dapat diketahui pula pengaruh tekanan masuk turbin terhadap kualitas uap keluaran dari turbin. Besar Kualitas uap air pada tekanan 25 bar sebesar 95,88%, pada tekanan 27,5 bar sebesar 95,02%, tekanan 30 bar kualitas uap sebesar 93,34%, tekanan 32,5 bar kualitas uap sebesar 91,56% dan pada tekanan 35 bar kualitas uap sebesar 89,41%.

Semakin besar tekanan dari variasi tersebut maka semakin besar daya yang dihasilkan, namun kualitas uap semakin menurun. Pemilihan variasi tekanan yang akan digunakan untuk mensimulasikan variasi fraksi massa ialah yang memiliki daya lebih dari 4000 kW dengan kualitas uap keluar turbin lebih dari 90%.

4.4.2 Analisis Variasi Fraksi Massa Fluida pada Tekanan 30 bar

Pada tekanan 30 bar dengan fraksi massa ammonia 84%, siklus kalina mampu menghasilkan daya sebesar 3903,27 kW dengan kualitas uap sebesar 93,34%. Pengaruh fraksi massa terhadap kualitas uap keluaran turbin dan daya yang dihasilkan dapat diketahui dengan memvariasikan fraksi massa dari ammonia pada tekanan 30 bar.

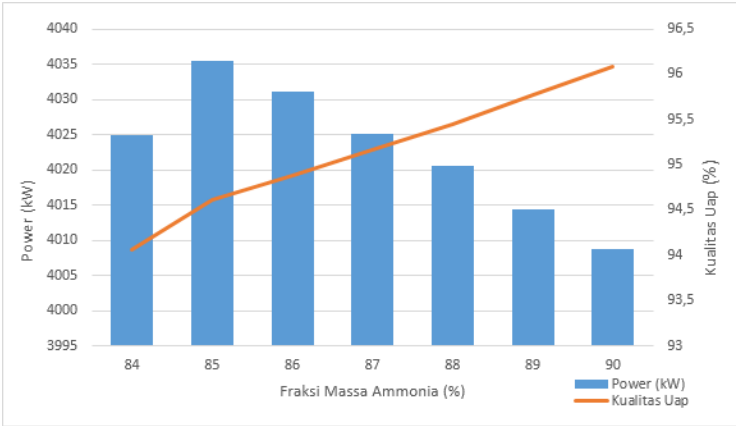
Pada tabel dibawah terdapat tujuh variasi fraksi massa dengan daya yang dihasilkan dan kualitas uap keluaran turbin dari masing-masing variasi fraksi massa. Kemudian dari tabel diatas didapatkan grafik (4.3) yaitu grafik pengaruh fraksi massa terhadap daya dan kualitas uap keluaran turbin pada tekanan 30 bar. Grafik 4.3 merupakan tren grafik daya siklus kalina dan kualitas uap keluaran turbin karena pengaruh fraksi massa fluida pada tekanan 30 bar.

Tabel 4. 5 Hasil Variasi Fraksi Massa pada Tekanan 30 bar

| Fraksi Massa (%) | Tekanan (bar) | Daya Turbin (kW) | Kualitas Uap (%) | |
|------------------|---------------|------------------|------------------|--------|
| | | | Inlet | Outlet |
| 84 | 30 | 4024,94 | 99,6 | 94,06 |
| 85 | | 4035,45 | 100 | 94,61 |
| 86 | | 4031,12 | 100 | 94,88 |
| 87 | | 4025,16 | 100 | 95,17 |
| 88 | | 4020,61 | 100 | 95,45 |
| 89 | | 4014,34 | 100 | 95,77 |
| 90 | | 4008,79 | 100 | 96,09 |

Pada grafik 4.4 menunjukkan pengaruh fraksi massa ammonia pada tekanan 30 bar terhadap daya yang dihasilkan dan kualitas uap keluar dari turbin. Grafik tersebut menunjukkan bahwa semakin besar fraksi massa ammonia maka kualitas uap keluar dari turbin akan semakin besar. Kenaikan fraksi massa ammonia tidak diikuti dengan kenaikan daya pembangkit. Dari tujuh variasi fraksi massa tersebut terdapat daya maksimal yang dihasilkan, yaitu pada fraksi massa ammonia 85% yang menghasilkan daya sebesar 4035,45 kW. Sedangkan pada fraksi massa yang lebih besar dari 85%, daya yang dihasilkan justru mengalami penurunan.

Pada tekanan 84% fluida memasuki turbin tidak 100% uap. Pada tekanan yang lebih besar dari 84% fluida masuk turbin telah 100% uap dan daya yang dihasilkan lebih besar. Pada fraksi massa 89% dan 90% daya yang dihasilkan tidak lebih besar daripada daya yang dihasilkan oleh fraksi massa 84% namun kualitas uap *inlet* dan *outlet* dari fraksi massa 84% lebih kecil dibanding kedua variasi fraksi massa tersebut.



Gambar 4.4 Grafik pengaruh fraksi massa ammonia pada tekanan 30 bar terhadap daya dan kualitas uap sistem siklus kalina 11

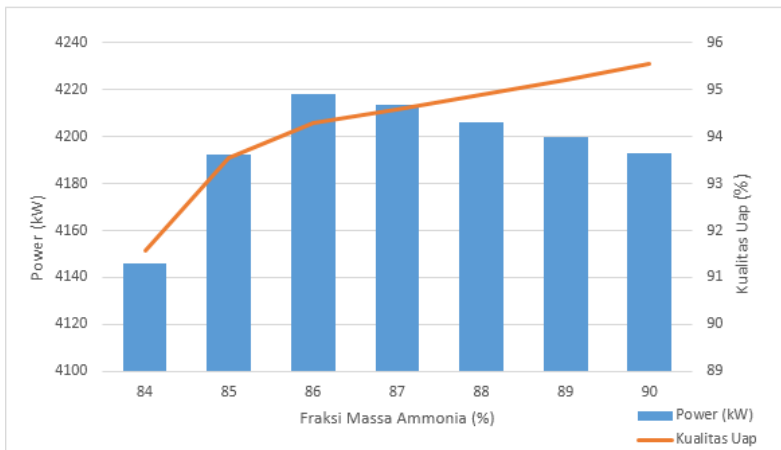
4.4.3 Analisis Variasi Fraksi Massa Fluida pada Tekanan 32,5 bar

Pada tekanan 32,5 bar dengan fraksi massa ammonia 84%, siklus kalina mampu menghasilkan daya sebesar 4145,96 kW dengan kualitas uap *inlet* dan *outlet* turbin sebesar 96,96% dan 91,56%. Pengaruh fraksi massa terhadap kualitas uap keluaran turbin dan daya yang dihasilkan dapat diketahui dengan memvariasikan fraksi massa pada tekanan 32,5 bar.

Tabel 4. 6 Hasil dari Variasi Fraksi Massa pada tekanan 32,5 bar

| Fraksi Massa (%) | Tekanan (bar) | Daya Turbin (kW) | Kualitas Uap (%) | |
|------------------|---------------|------------------|------------------|--------|
| | | | Inlet | Outlet |
| 84 | 32,5 | 4145,96 | 96,96 | 91,56 |
| 85 | | 4192,32 | 99,3 | 93,54 |
| 86 | | 4263,31 | 100 | 94,15 |
| 87 | | 4256,33 | 100 | 94,45 |
| 88 | | 4251,5 | 100 | 94,76 |
| 89 | | 4243,5 | 100 | 95,08 |
| 90 | | 4236,48 | 100 | 95,42 |

Pada tabel tersebut terdapat tujuh variasi fraksi massa dengan daya yang dihasilkan dan kualitas uap keluaran turbin dari masing-masing fraksi massa. Kemudian dari tabel diatas didapatkan grafik (4.4) yaitu grafik pengaruh fraksi massa terhadap daya dan kualitas uap keluaran turbin pada tekanan 32,5 bar. Grafik 4.4 merupakan tren grafik daya pembangkit dan kualitas uap keluaran turbin karena pengaruh fraksi massa fluida pada tekanan 32,5 bar. Fraksi massa yang baik adalah yang menghasilkan daya tinggi dan kualitas uap yang tinggi.



Gambar 4.5 Grafik pengaruh fraksi massa ammonia pada tekanan 32,5 bar terhadap daya dan kualitas uap sistem siklus kalina 11

Pada grafik diatas menunjukkan pengaruh fraksi massa ammonia pada tekanan 32,5 bar terhadap daya yang dihasilkan dan kualitas uap keluar dari turbin. Grafik tersebut menunjukkan bahwa semakin besar fraksi massa ammonia maka kualitas uap keluar dari turbin akan semakin besar. Kenaikan fraksi massa ammonia tidak diikuti dengan kenaikan daya pembangkit. Dari semua variasi fraksi massa tersebut terdapat daya maksimal yang dihasilkan, yaitu pada fraksi massa ammonia 86% yang

menghasilkan daya sebesar 4263,31kW. Sedangkan pada fraksi massa yang lebih besar dari 86%, daya yang dihasilkan justru mengalami penurunan. Dari variasi tersebut fraksi massa yang paling rendah menghasilkan daya ialah pada fraksi 84% sebesar 3903,27 kW dan kualitas uap sebesar 91,56%.

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Perancangan dan simulasi sistem siklus kalina telah dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak Cycle-Tempo. Setelah dilakukan simulasi dan analisis perencanaan sistem siklus kalina dengan memanfaatkan uap dari vent valve system PLTP Kamojang dengan variasi tekanan dan fraksi massa maka didapatkan beberapa kesimpulan berikut:

1. Daya tertinggi pada sistem siklus kalina pada variasi tekanan dan fraksi massa 84% didapatkan pada saat tekanan sebesar 35 bar. Nilai daya pembangkit yang dihasilkan sebesar 4251,72, namun kualitas uap keluar dari turbin dibawah 90%, yaitu sebesar 89,41%. Dari lima variasi tekanan yang memiliki daya diatas 4000 kW dengan kualitas uap diatas 90% ialah pada tekanan 32,5 dan 30 bar.
2. Pada simulasi yang dilakukan dengan variasi fraksi massa 84% hingga 87% dengan tekanan turbin 30 bar menghasilkan beberapa variasi daya dan kualitas uap turbin. Daya terbesar pada variasi fraksi massa dengan tekanan 30 bar terjadi pada saat fraksi massa 85%, dengan daya bangkitan 4035,45 kW dengan kualitas uap keluar turbin sebesar 94,61%
3. Pada simulasi yang dilakukan dengan variasi fraksi massa 84% hingga 87% dengan tekanan turbin 32,5 bar menghasilkan beberapa variasi daya dan kualitas uap turbin. Daya terbesar pada variasi fraksi massa dengan tekanan 32,5 bar terjadi pada saat fraksi massa 86%, dengan daya bangkitan 4263,31 kW dengan kualitas uap keluar turbin sebesar 94,15%

5.2 Saran

Berikut ini adalah beberapa saran untuk penelitian berikutnya, yaitu:

1. Sebaiknya dilakukan penelitian lebih lanjut tentang panas yang dapat dimanfaatkan oleh pembangkit dari kelebihan uap pada vent valve system PLTP Kamojang dengan aliran yang flutuaktif.
2. Dibutuhkan penelitian lebih lanjut tentang perancangan peralatan penyusun dari sistem siklus kalina yang telah dibuat untuk mendapatkan kesesuaian antara desain pembangkit dengan sistem yang sebenarnya.
3. Dibutuhkan penelitian mengenai perbandingan sistem siklus kalina dengan tipe selain KCS 11 dengan sistem organik rankine cycle (ORC).

DAFTAR PUSTAKA

- Nasruddin, Agus Noor S & Abdulmajeed Mohamad. 2015. ***Energy and Exergy Analysis of Kalina Cycle for the Utilization of Waste Heat in Brine Water for Indonesian Geothermal Field***. Depok : Universitas Indomesia.
- Astu P, Djati Nursuhud. 2008. **Mesin Konversi Energi**. Yogyakarta
- Chaplin, Robin A. 2009. ***Thermal Power Plant – vol. III- Production of Power***. Canada : University of New Brunswick.
- Drbal, Lawrance F., Botson, Patricia G., Westra, Kayla L. & Erickson Bruce. 1996. **Power Plant Engineering**. United States of America : Springer.
- Kiamah, Philip. 2002. ***Power Generation Handbook: Selection, Applications, Operation, and Maintenance***. New York : McGraw-Hill Professional.
- Moran, Michael J. & Shapiro, Howard N. 2005. ***Fundamentals of Engineering Thermodynamics***. Chichester : John Wiley & Sons Ltd.
- Satiti, Sekar. 2016. **Analisis Peforma PLTU versus Variasi Beban pada Turbin Uap menggunakan Software Cycle-Tempo**. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Training Manual. 2002. ***Cycle-Tempo Version Release 5***. Delft : Delft University of Technology.
- A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran. 1996, ***Thermal Design and Optimization***, John Wiley & Sons, New York.
- Páll Valdimarsson. 2003. ***ORC and Kalina Analysis and Experience***. Washington : Washington State University.
- K. P Soman 2010. ***Thermal Engineering*** Czestochowa : PHI.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

Lampiran

Tabel Properties Steam Tekanan 6,6 bar Variasi Temperature

| | Temperature (°C) | Pressure (bar) | Density (kg/m ³) | Enthalpy (kJ/kg) | Entropy (kJ/kg-K) |
|----|---------------------|-------------------|---------------------------------|---------------------|----------------------|
| 1 | 157,00 | 6,6000 | 910,41 | 662,51 | 1,9124 |
| 2 | 158,00 | 6,6000 | 909,44 | 666,83 | 1,9225 |
| 3 | 159,00 | 6,6000 | 908,46 | 671,16 | 1,9325 |
| 4 | 160,00 | 6,6000 | 907,47 | 675,50 | 1,9425 |
| 5 | 161,00 | 6,6000 | 906,49 | 679,83 | 1,9525 |
| 6 | 162,00 | 6,6000 | 905,49 | 684,17 | 1,9625 |
| 7 | 162,59 | 6,6000 | 904,91 | 686,73 | 1,9684 |
| | | | | | |
| 8 | 162,59 | 6,6000 | 3,4675 | 2760,3 | 6,7270 |
| 9 | 163,00 | 6,6000 | 3,4632 | 2761,3 | 6,7294 |
| 10 | 164,00 | 6,6000 | 3,4529 | 2763,8 | 6,7351 |
| 11 | 165,00 | 6,6000 | 3,4428 | 2766,3 | 6,7408 |
| 12 | 166,00 | 6,6000 | 3,4327 | 2768,7 | 6,7464 |
| 13 | 167,00 | 6,6000 | 3,4228 | 2771,2 | 6,7520 |

Tabel Properties Air Jenuh Variasi Tekanan

| Temperature Vapor (°C) | Pressure (bar) | Density Liquid (kg/m ³) | Density Vapour (kg/m ³) | Enthalpy Liquid (kJ/kg) | Enthalpy Vapour (kJ/kg) | Entropy liquid (kJ/kg-K) | Entropy Vapour (kJ/kg-K) |
|---------------------------|-------------------|---|---|-------------------------------|-------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|
| 223,95 | 25 | 835,12 | 12,508 | 961,91 | 2801,9 | 2,5543 | 6,2558 |
| 229,08 | 27,5 | 828,36 | 13,750 | 985,85 | 2802,8 | 2,6016 | 6,2194 |
| 233,85 | 30 | 821,9 | 15,001 | 1008,30 | 2803,2 | 2,6455 | 6,1856 |
| 238,33 | 32,5 | 815,71 | 16,259 | 1029,60 | 2803,1 | 2,6867 | 6,154 |
| 242,56 | 35 | 809,74 | 17,526 | 1049,80 | 2802,6 | 2,7254 | 6,1243 |

Tabel properties Ammonia-air

| Fraksi Massa (%) | Temperature (°C) | Pressure (bar) | Density (kg/m³) | Enthalpy (kJ/kg) | Entropy (kJ/kg-K) |
|------------------|------------------|----------------|-----------------|------------------|-------------------|
| 84 | 156 | 30 | 16,37 | 2019 | 6,2483 |
| | 156 | 32,5 | 18,348 | 1964,7 | 6,0883 |
| | 105 | 9 | 5,6547 | 1780,8 | 6,1688 |
| | 106 | 9 | 5,5963 | 1798 | 6,2142 |
| | 107 | 9 | 5,5376 | 1815,7 | 6,2608 |
| | 108 | 9 | 5,4785 | 1833,9 | 6,3087 |
| | 109 | 9 | 5,4192 | 1852,7 | 6,3579 |
| 85 | 156 | 30 | 16,28 | 2018,1 | 6,2577 |
| | 156 | 32,5 | 18,01 | 1990,6 | 6,1596 |
| | 105 | 9 | 5,5584 | 1805,5 | 6,2468 |
| | 106 | 9 | 5,5016 | 1822,7 | 6,2923 |
| | 107 | 9 | 5,4446 | 1840,5 | 6,339 |
| | 108 | 9 | 5,3872 | 1858,7 | 6,387 |
| | | | | | |
| 86 | 156 | 30 | 16,233 | 2011,7 | 6,254 |
| | 156 | 32,5 | 17,792 | 2003,6 | 6,2008 |
| | 104 | 9 | 5,52 | 1813,4 | 6,2804 |
| | 105 | 9 | 5,4653 | 1830,2 | 6,3248 |
| | 106 | 9 | 5,4102 | 1847,5 | 6,3704 |
| | | | | | |
| 87 | 156 | 30 | 16,186 | 2005,3 | 6,2498 |
| | 156 | 32,5 | 17,735 | 1997,4 | 6,197 |
| | 102 | 9 | 5,5339 | 1806 | 6,2728 |
| | 103 | 9 | 5,4814 | 1821,8 | 6,315 |
| | 104 | 9 | 5,4285 | 1838,1 | 6,3583 |
| | | | | | |
| 88 | 156 | 30 | 16,139 | 1998,9 | 6,2452 |
| | 156 | 32,5 | 17,679 | 1991,2 | 6,1927 |
| | 100 | 9 | 5,5435 | 1800,2 | 6,2694 |
| | 101 | 9 | 5,4931 | 1815,2 | 6,3095 |
| | 102 | 9 | 5,4423 | 1830,6 | 6,3507 |
| | | | | | |
| 89 | 156 | 30 | 16,093 | 1992,5 | 6,24 |
| | 156 | 32,5 | 17,624 | 1984,9 | 6,1879 |
| | 98 | 9 | 5,5489 | 1796,1 | 6,2701 |
| | 99 | 9 | 5,5006 | 1810,3 | 6,3082 |
| | 100 | 9 | 5,4519 | 1824,9 | 6,3473 |
| | | | | | |
| 90 | 156 | 30 | 16,048 | 1986 | 6,2344 |
| | 156 | 32,5 | 17,569 | 1978,6 | 6,1825 |
| | 96 | 9 | 5,5504 | 1793,7 | 6,2747 |
| | 97 | 9 | 5,5041 | 1807,1 | 6,311 |
| | 98 | 9 | 5,4574 | 1820,8 | 6,3481 |
| | | | | | |

Tabel properties titik saturasi Ammonia-Air

| Fraksi Masssa Ammonia (%) | Temperature Liquid (°C) | Temperature Vapor (°C) | Pressure (bar) | Density Liquid (kg/m ³) | Density Vapour (kg/m ³) | Enthalpy Liquid (kJ/kg) | Enthalpy Vapour (kJ/kg) | Entropy liquid (kJ/kg-K) | Entropy Vapour (kJ/kg-K) |
|------------------------------------|----------------------------|---------------------------|-------------------|---|---|-------------------------------|-------------------------------|--------------------------------|-----------------------------|
| 84 | 66,12 | 149,69 | 25 | 618,15 | 13,581 | 488,02 | 2023,00 | 2,18 | 6,34 |
| | 70,334 | 153,14 | 27,5 | 612 | 14,94 | 509,55 | 2024,50 | 2,24 | 6,30 |
| | 74,285 | 156,33 | 30 | 605,51 | 16,309 | 529,90 | 2025,40 | 2,30 | 6,26 |
| | 78,01 | 159,29 | 32,5 | 600 | 17,689 | 549,24 | 2025,90 | 2,36 | 6,23 |
| | 81,54 | 162,06 | 35 | 593,84 | 19,081 | 567,70 | 2026,00 | 2,41 | 6,20 |
| 85 | 65,562 | 147,76 | 25 | 613,76 | 13,636 | 495,53 | 2010,8 | 2,1961 | 6,31950 |
| | 69,758 | 151,18 | 27,5 | 607 | 15,002 | 516,98 | 2012,2 | 2,2578 | 6,28150 |
| | 73,691 | 154,33 | 30 | 601,07 | 16,378 | 537,25 | 2013,1 | 2,3154 | 6,24620 |
| | 77,399 | 157,26 | 32,5 | 595 | 18 | 557 | 2.014 | 2,3694 | 6,21310 |
| | 80,912 | 160 | 35 | 589,37 | 19,165 | 575 | 2.014 | 2,4204 | 6,18180 |
| 86 | 65,018 | 145,73 | 25 | 609 | 13,697 | 503,22 | 1.998 | 2,2109 | 6,30160 |
| | 69,196 | 149,11 | 27,5 | 602,87 | 15,07 | 524,59 | 2.000 | 2,2725 | 6,26340 |
| | 73,111 | 152,23 | 30 | 597 | 16 | 545 | 2000,6 | 2,3299 | 6,22790 |
| | 76,802 | 155,13 | 32,5 | 590,67 | 17,849 | 564 | 2001 | 2,3838 | 6,19470 |
| | 80,299 | 157,83 | 35 | 585 | 19 | 582,27 | 2001 | 2,4346 | 6,16330 |
| 87 | 64,488 | 143,59 | 25 | 605 | 14 | 511 | 1.986 | 2,2258 | 6,28240 |
| | 68,648 | 146,94 | 27,5 | 598,47 | 15,144 | 532 | 1.987 | 2,2872 | 6,24410 |
| | 72,546 | 150,02 | 30 | 592 | 16,536 | 552,47 | 1987,7 | 2,3445 | 6,20840 |
| | 76,219 | 152,88 | 32,5 | 586,22 | 17,94 | 571,58 | 1988 | 2,3983 | 6,17500 |
| | 79,699 | 155,55 | 35 | 580 | 19,357 | 589,82 | 1987,9 | 2,449 | 6,14340 |

Tabel properties titik saturasi Ammonia-Air (Lanjutan)

| Fraksi Massa Ammonia (%) | Temperature Liquid (°C) | Temperature Vapor (°C) | Pressure (bar) | Density Liquid (kg/m³) | Density Vapour (kg/m³) | Enthalpy Liquid (kJ/kg) | Enthalpy Vapour (kJ/kg) | Entropy liquid (kJ/kg-K) | Entropy Vapour (kJ/kg-K) |
|-----------------------------------|----------------------------|---------------------------|-------------------|------------------------------|------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|
| 88 | 63,969 | 141,33 | 25 | 600,65 | 13,836 | 519,1 | 1972,6 | 2,2409 | 6,26200 |
| | 68,111 | 144,63 | 27,5 | 594 | 15 | 540,31 | 1973,8 | 2,3021 | 6,22340 |
| | 71,992 | 147,68 | 30 | 587,81 | 16,627 | 560,34 | 1974,4 | 2,3593 | 6,18760 |
| | 75,648 | 150,51 | 32,5 | 582 | 18 | 579 | 1.975 | 2,4129 | 6,15390 |
| | 79,111 | 153,14 | 35 | 575,96 | 19,467 | 598 | 1.975 | 2,4635 | 6,12220 |
| 89 | 63,461 | 138,92 | 25 | 596 | 14 | 527,28 | 1.959 | 2,256 | 6,24000 |
| | 67,586 | 142,18 | 27,5 | 589,7 | 15,316 | 548,41 | 1.960 | 2,3171 | 6,20120 |
| | 71,449 | 145,19 | 30 | 583 | 16,728 | 568,36 | 1960,7 | 2,3741 | 6,16510 |
| | 75,088 | 147,98 | 32,5 | 577,34 | 18,153 | 587,33 | 1960,8 | 2,4276 | 6,13130 |
| | 78,534 | 150,58 | 35 | 572 | 19,59 | 605,43 | 1.961 | 2,4781 | 6,09930 |
| 90 | 62,963 | 136,34 | 25 | 591,95 | 14,006 | 535,61 | 1.945 | 2,2711 | 6,21630 |
| | 67,07 | 139,55 | 27,5 | 585 | 15 | 557 | 1.946 | 2,3321 | 6,17730 |
| | 70,915 | 142,52 | 30 | 579 | 16,841 | 577 | 1.947 | 2,3889 | 6,14090 |
| | 74,538 | 145,27 | 32,5 | 573 | 18 | 595,44 | 1.947 | 2,4423 | 6,10680 |
| | 77,967 | 147,83 | 35 | 567,03 | 19,728 | 613,48 | 1.946 | 2,4927 | 6,07460 |

Hasil Simulasi Cycle Tempo variasi Fraksi Massa

84% Ammonia Tekanan 30 bar

Tabel *energy balance* dan *system efficiency*

| No. | Name | Type | Energy loss (enthalpy) [kW] | Energy loss (HHV) [kW] | Energy loss (LHV) [kW] |
|-----|--------------|------|--------------------------------|---------------------------|---------------------------|
| 2 | Turbine | 3 | 4065.60 | 4065.60 | 4065.60 |
| 15 | Condenser | 4 | 0.00 | 2320.71 | 2320.71 |
| 3 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 4 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 5 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 9 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 13 | Pump | 8 | -100.82 | -100.82 | -100.82 |
| 14 | Pump | 8 | -190.40 | -190.40 | -190.40 |
| 11 | Node | 9 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 6 | Sink/Source | 10 | 5999.12 | 4498.63 | -30417.76 |
| 10 | Sink/Source | 10 | 29819.25 | 29819.25 | 29819.25 |
| 1 | Sink/Source | 10 | -39592.74 | -38092.25 | -3175.86 |
| 7 | Valve | 14 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 16 | Valve | 14 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 12 | Drum | 15 | 0.00 | -2320.71 | -2320.71 |
| 1 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 10 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 13 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| | Total: | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |

| delivered | No. | Apparatus | Type | Energy [kW] | Totals [kW] |
|-------------|-----|-----------|------|----------------|----------------|
| Delivered | 1 | Generator | G | 3944.44 | |
| gross power | | | | | 3944.44 |
| Aux. power | 13 | Pump | 8 | 112.03 | |
| consumption | 14 | Pump | 8 | 211.56 | |
| | | | | | 323.59 |
| Delivered | | | | | |
| net power | | | | | 3620.85 |

84% Ammonia Tekanan 32,5 bar

Tabel *energy balance* dan *system efficiency*

| No. | Name | Type | Energy loss (enthalpy) | Energy loss (HHV) | Energy loss (LHV) |
|-----|--------------|------|------------------------|-------------------|-------------------|
| | | | [kW] | [kW] | [kW] |
| 2 | Turbine | 3 | 4187.84 | 4187.84 | 4187.84 |
| 15 | Condenser | 4 | 0.00 | 2446.01 | 2446.01 |
| 3 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 4 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 5 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 9 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 13 | Pump | 8 | -112.79 | -112.79 | -112.79 |
| 14 | Pump | 8 | -189.70 | -189.70 | -189.70 |
| 11 | Node | 9 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 6 | Sink/Source | 10 | 5999.12 | 4498.63 | -30417.76 |
| 10 | Sink/Source | 10 | 29708.27 | 29708.27 | 29708.27 |
| 1 | Sink/Source | 10 | -39592.74 | -38092.25 | -3175.86 |
| 7 | Valve | 14 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 16 | Valve | 14 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 12 | Drum | 15 | 0.00 | -2446.01 | -2446.01 |
| 1 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 5 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 9 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 10 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 13 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| | Total: | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |

| delivered | No. | Apparatus | Type | Energy | Totals |
|-------------|-----|-----------|------|---------|---------|
| | | | | [kW] | [kW] |
| Delivered | 1 | Generator | G | 4063.04 | |
| gross power | | | | | 4063.04 |
| Aux. power | 13 | Pump | 8 | 125.32 | |
| consumption | 14 | Pump | 8 | 210.77 | |
| | | | | | 336.09 |
| Delivered | | | | | |
| net power | | | | | 3726.95 |

85% Ammonia Tekanan 30 bar

Tabel *energy balance* dan *system efficiency*

| No. | Name | Type | Energy loss (enthalpy) [kW] | Energy loss (HHV) [kW] | Energy loss (LHV) [kW] |
|-----|--------------|------|--------------------------------|---------------------------|---------------------------|
| 2 | Turbine | 3 | 4076.21 | 4076.21 | 4076.21 |
| 15 | Condenser | 4 | 0.00 | 2686.73 | 2686.73 |
| 3 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 4 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 5 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 9 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 13 | Pump | 8 | -101.42 | -101.42 | -101.42 |
| 14 | Pump | 8 | -190.34 | -190.34 | -190.34 |
| 11 | Node | 9 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 6 | Sink/Source | 10 | 5999.12 | 4498.63 | -30417.76 |
| 10 | Sink/Source | 10 | 29809.17 | 29809.17 | 29809.17 |
| 1 | Sink/Source | 10 | -39592.74 | -38092.25 | -3175.86 |
| 7 | Valve | 14 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 16 | Valve | 14 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 12 | Drum | 15 | 0.00 | -2686.73 | -2686.73 |
| 1 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 10 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 13 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| | Total: | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |

| delivered | No. | Apparatus | Type | Energy [kW] | Totals [kW] |
|-------------|-----|-----------|------|----------------|----------------|
| Delivered | 1 | Generator | G | 3954.74 | |
| gross power | | | | | 3954.74 |
| Aux. power | 13 | Pump | 8 | 112.68 | |
| consumption | 14 | Pump | 8 | 211.49 | |
| | | | | | 324.17 |
| Delivered | | | | | |
| net power | | | | | 3630.56 |

85% Ammonia Tekanan 32,5 bar

Tabel *energy balance* dan *system efficiency*

| No. | Name | Type | Energy loss (enthalpy) [kW] | Energy loss (HHV) [kW] | Energy loss (LHV) [kW] |
|-----|--------------|------|--------------------------------|---------------------------|---------------------------|
| 2 | Turbine | 3 | 4260.80 | 4260.80 | 4260.80 |
| 15 | Condenser | 4 | 0.00 | 2882.78 | 2882.78 |
| 3 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 4 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 5 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 9 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 13 | Pump | 8 | -113.47 | -113.47 | -113.47 |
| 14 | Pump | 8 | -189.23 | -189.23 | -189.23 |
| 11 | Node | 9 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 6 | Sink/Source | 10 | 5999.12 | 4498.63 | -30417.76 |
| 10 | Sink/Source | 10 | 29635.52 | 29635.52 | 29635.52 |
| 1 | Sink/Source | 10 | -39592.74 | -38092.25 | -3175.86 |
| 7 | Valve | 14 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 16 | Valve | 14 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 12 | Drum | 15 | 0.00 | -2882.78 | -2882.78 |
| 1 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 5 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 9 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 10 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 13 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| | Total: | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |

| delivered | No. | Apparatus | Type | Energy [kW] | Totals [kW] |
|-------------|-----|-----------|------|----------------|----------------|
| Delivered | 1 | Generator | G | 4133.82 | |
| gross power | | | | | 4133.82 |
| Aux. power | 13 | Pump | 8 | 126.08 | |
| consumption | 14 | Pump | 8 | 210.26 | |
| | | | | | 336.33 |
| Delivered | | | | | |
| net power | | | | | 3797.49 |

86% Ammonia Tekanan 30 bar

Tabel *energy balance* dan *system efficiency*

| No. | Name | Type | Energy loss (enthalpy) [kW] | Energy loss (HHV) [kW] | Energy loss (LHV) [kW] |
|-----|--------------|------|--------------------------------|---------------------------|---------------------------|
| 2 | Turbine | 3 | 4071.84 | 4071.84 | 4071.84 |
| 15 | Condenser | 4 | 0.00 | 3032.93 | 3032.93 |
| 3 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 4 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 5 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 9 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 13 | Pump | 8 | -102.06 | -102.06 | -102.06 |
| 14 | Pump | 8 | -190.37 | -190.37 | -190.37 |
| 11 | Node | 9 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 6 | Sink/Source | 10 | 5999.12 | 4498.63 | -30417.76 |
| 10 | Sink/Source | 10 | 29814.21 | 29814.21 | 29814.21 |
| 1 | Sink/Source | 10 | -39592.74 | -38092.25 | -3175.86 |
| 7 | Valve | 14 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 16 | Valve | 14 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 12 | Drum | 15 | 0.00 | -3032.93 | -3032.93 |
| 1 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 10 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 13 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| | Total: | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |

| delivered | No. | Apparatus | Type | Energy [kW] | Totals [kW] |
|-------------|-----|-----------|------|----------------|----------------|
| Delivered | 1 | Generator | G | 3950.50 | |
| gross power | | | | | 3950.50 |
| Aux. power | 13 | Pump | 8 | 113.40 | |
| consumption | 14 | Pump | 8 | 211.52 | |
| | | | | | 324.92 |
| Delivered | | | | | |
| net power | | | | | 3625.57 |

86% Ammonia Tekanan 32,5 bar

Tabel energy balance dan system efficiency

| No. | Name | Type | Energy loss (enthalpy) | Energy loss (HHV) | Energy loss (LHV) |
|-----|--------------|------|------------------------|-------------------|-------------------|
| | | | [kW] | [kW] | [kW] |
| 2 | Turbine | 3 | 4306.38 | 4306.38 | 4306.38 |
| 15 | Condenser | 4 | 0.00 | 3285.64 | 3285.64 |
| 3 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 4 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 5 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 9 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 13 | Pump | 8 | -114.20 | -114.20 | -114.20 |
| 14 | Pump | 8 | -188.94 | -188.94 | -188.94 |
| 11 | Node | 9 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 6 | Sink/Source | 10 | 5999.12 | 4498.63 | -30417.76 |
| 10 | Sink/Source | 10 | 29590.38 | 29590.38 | 29590.38 |
| 1 | Sink/Source | 10 | -39592.74 | -38092.25 | -3175.86 |
| 7 | Valve | 14 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 16 | Valve | 14 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 12 | Drum | 15 | 0.00 | -3285.64 | -3285.64 |
| 1 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 5 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 9 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 10 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 13 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| | Total: | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |

| delivered | No. | Apparatus | Type | Energy | Totals |
|-------------|-----|-----------|------|---------|---------|
| | | | | [kW] | [kW] |
| Delivered | 1 | Generator | G | 4178.05 | |
| gross power | | | | | 4178.05 |
| Aux. power | 13 | Pump | 8 | 126.89 | |
| consumption | 14 | Pump | 8 | 209.94 | |
| | | | | | 336.82 |
| Delivered | | | | | |
| net power | | | | | 3841.22 |

87% Ammonia Tekanan 30 bar

Tabel energy balance dan system efficiency

| No. | Name | Type | Energy loss (enthalpy) | Energy loss (HHV) | Energy loss (LHV) |
|-----|--------------|------|------------------------|-------------------|-------------------|
| | | | [kW] | [kW] | [kW] |
| 2 | Turbine | 3 | 4065.82 | 4065.82 | 4065.82 |
| 15 | Condenser | 4 | 0.00 | 3374.64 | 3374.64 |
| 3 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 4 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 5 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 9 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 13 | Pump | 8 | -102.75 | -102.75 | -102.75 |
| 14 | Pump | 8 | -190.42 | -190.42 | -190.42 |
| 11 | Node | 9 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 6 | Sink/Source | 10 | 5999.12 | 4498.63 | -30417.76 |
| 10 | Sink/Source | 10 | 29820.96 | 29820.96 | 29820.96 |
| 1 | Sink/Source | 10 | -39592.74 | -38092.25 | -3175.86 |
| 7 | Valve | 14 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 16 | Valve | 14 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 12 | Drum | 15 | 0.00 | -3374.64 | -3374.64 |
| 1 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 10 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 13 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| | Total: | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |

| delivered | No. | Apparatus | Type | Energy | Totals |
|-------------|-----|-----------|------|---------|---------|
| | | | | [kW] | [kW] |
| Delivered | 1 | Generator | G | 3944.65 | |
| gross power | | | | | 3944.65 |
| Aux. power | 13 | Pump | 8 | 114.16 | |
| consumption | 14 | Pump | 8 | 211.57 | |
| | | | | | 325.73 |
| Delivered | | | | | |
| net power | | | | | 3618.92 |

87% Ammonia Tekanan 32,5 bar

Tabel energy balance dan system efficiency

| No. | Name | Type | Energy loss (enthalpy) | Energy loss (HHV) | Energy loss (LHV) |
|-----|--------------|------|------------------------|-------------------|-------------------|
| | | | [kW] | [kW] | [kW] |
| 2 | Turbine | 3 | 4299.32 | 4299.32 | 4299.32 |
| 15 | Condenser | 4 | 0.00 | 3626.07 | 3626.07 |
| 3 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 4 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 5 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 9 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 13 | Pump | 8 | -114.98 | -114.98 | -114.98 |
| 14 | Pump | 8 | -188.99 | -188.99 | -188.99 |
| 11 | Node | 9 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 6 | Sink/Source | 10 | 5999.12 | 4498.63 | -30417.76 |
| 10 | Sink/Source | 10 | 29598.27 | 29598.27 | 29598.27 |
| 1 | Sink/Source | 10 | -39592.74 | -38092.25 | -3175.86 |
| 7 | Valve | 14 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 16 | Valve | 14 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 12 | Drum | 15 | 0.00 | -3626.07 | -3626.07 |
| 1 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 5 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 9 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 10 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 13 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| | Total: | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |

| delivered | No. | Apparatus | Type | Energy | Totals |
|-------------|-----|-----------|------|---------|---------|
| | | | | [kW] | [kW] |
| Delivered | 1 | Generator | G | 4171.20 | |
| gross power | | | | | 4171.20 |
| Aux. power | 13 | Pump | 8 | 127.75 | |
| consumption | 14 | Pump | 8 | 209.99 | |
| | | | | | 337.74 |
| Delivered | | | | | |
| net power | | | | | 3833.46 |

88% Ammonia Tekanan 30 bar

Tabel *energy balance* dan *system efficiency*

| No. | Name | Type | Energy loss (enthalpy) | Energy loss (HHV) | Energy loss (LHV) |
|-----|--------------|------|------------------------|-------------------|-------------------|
| | | | [kW] | [kW] | [kW] |
| 2 | Turbine | 3 | 4061.22 | 4061.22 | 4061.22 |
| 15 | Condenser | 4 | 0.00 | 3715.51 | 3715.51 |
| 3 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 4 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 5 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 9 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 13 | Pump | 8 | -103.48 | -103.48 | -103.48 |
| 14 | Pump | 8 | -190.45 | -190.45 | -190.45 |
| 11 | Node | 9 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 6 | Sink/Source | 10 | 5999.12 | 4498.63 | -30417.76 |
| 10 | Sink/Source | 10 | 29826.33 | 29826.33 | 29826.33 |
| 1 | Sink/Source | 10 | -39592.74 | -38092.25 | -3175.86 |
| 7 | Valve | 14 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 16 | Valve | 14 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 12 | Drum | 15 | 0.00 | -3715.51 | -3715.51 |
| 1 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 10 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| | Total: | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |

| delivered | No. | Apparatus | Type | Energy | Totals |
|-------------|-----|-----------|------|---------|---------|
| | | | | [kW] | [kW] |
| Delivered | 1 | Generator | G | 3940.19 | |
| gross power | | | | | 3940.19 |
| Aux. power | 13 | Pump | 8 | 114.97 | |
| consumption | 14 | Pump | 8 | 211.61 | |
| | | | | | 326.58 |
| Delivered | | | | | |
| net power | | | | | 3613.61 |

88% Ammonia Tekanan 32,5 bar

Tabel energy balance dan system efficiency

| No. | Name | Type | Energy loss (enthalpy) | Energy loss (HHV) | Energy loss (LHV) |
|-----|--------------|------|------------------------|-------------------|-------------------|
| | | | [kW] | [kW] | [kW] |
| 2 | Turbine | 3 | 4294.45 | 4294.45 | 4294.45 |
| 15 | Condenser | 4 | 0.00 | 3966.53 | 3966.53 |
| 3 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 4 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 5 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 9 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 13 | Pump | 8 | -115.80 | -115.80 | -115.80 |
| 14 | Pump | 8 | -189.03 | -189.03 | -189.03 |
| 11 | Node | 9 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 6 | Sink/Source | 10 | 5999.12 | 4498.63 | -30417.76 |
| 10 | Sink/Source | 10 | 29604.00 | 29604.00 | 29604.00 |
| 1 | Sink/Source | 10 | -39592.74 | -38092.25 | -3175.86 |
| 7 | Valve | 14 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 16 | Valve | 14 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 12 | Drum | 15 | 0.00 | -3966.53 | -3966.53 |
| 1 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 5 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 9 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 10 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| | Total: | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |

| delivered | No. | Apparatus | Type | Energy | Totals |
|-------------|-----|-----------|------|---------|---------|
| | | | | [kW] | [kW] |
| Delivered | 1 | Generator | G | 4166.47 | |
| gross power | | | | | 4166.47 |
| Aux. power | 13 | Pump | 8 | 128.66 | |
| consumption | 14 | Pump | 8 | 210.03 | |
| | | | | | 338.70 |
| Delivered | | | | | |
| net power | | | | | 3827.78 |

89% Ammonia Tekanan 30 bar

Tabel energy balance dan system efficiency

| No. | Name | Type | Energy loss (enthalpy) | Energy loss (HHV) | Energy loss (LHV) |
|-----|--------------|------|------------------------|-------------------|-------------------|
| | | | [kW] | [kW] | [kW] |
| 2 | Turbine | 3 | 4054.89 | 4054.89 | 4054.89 |
| 15 | Condenser | 4 | 0.00 | 3242.72 | 3242.72 |
| 3 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 4 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 5 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 9 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 13 | Pump | 8 | -115.56 | -115.56 | -115.56 |
| 14 | Pump | 8 | -190.57 | -190.57 | -190.57 |
| 11 | Node | 9 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 6 | Sink/Source | 10 | 5999.12 | 4498.63 | -30417.76 |
| 10 | Sink/Source | 10 | 29844.86 | 29844.86 | 29844.86 |
| 1 | Sink/Source | 10 | -39592.74 | -38092.25 | -3175.86 |
| 7 | Valve | 14 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 16 | Valve | 14 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 12 | Drum | 15 | 0.00 | -3242.72 | -3242.72 |
| 1 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 10 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| | Total: | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |

| delivered | No. | Apparatus | Type | Energy | Totals |
|-------------|-----|-----------|------|---------|---------|
| | | | | [kW] | [kW] |
| Delivered | 1 | Generator | G | 3934.06 | |
| gross power | | | | | 3934.06 |
| Aux. power | 13 | Pump | 8 | 128.40 | |
| consumption | 14 | Pump | 8 | 211.74 | |
| | | | | | 340.14 |
| Delivered | | | | | |
| net power | | | | | 3593.91 |

89% Ammonia Tekanan 32,5 bar

Tabel energy balance dan system efficiency

| No. | Name | Type | Energy loss (enthalpy) | Energy loss (HHV) | Energy loss (LHV) |
|-----|--------------|------|------------------------|-------------------|-------------------|
| | | | [kW] | [kW] | [kW] |
| 2 | Turbine | 3 | 4286.37 | 4286.37 | 4286.37 |
| 15 | Condenser | 4 | 0.00 | 3491.44 | 3491.44 |
| 3 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 4 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 5 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 9 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 13 | Pump | 8 | -128.15 | -128.15 | -128.15 |
| 14 | Pump | 8 | -189.16 | -189.16 | -189.16 |
| 11 | Node | 9 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 6 | Sink/Source | 10 | 5999.12 | 4498.63 | -30417.76 |
| 10 | Sink/Source | 10 | 29624.56 | 29624.56 | 29624.56 |
| 1 | Sink/Source | 10 | -39592.74 | -38092.25 | -3175.86 |
| 7 | Valve | 14 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 16 | Valve | 14 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 12 | Drum | 15 | 0.00 | -3491.44 | -3491.44 |
| 1 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 5 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 9 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 10 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| | Total: | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |

| delivered | No. | Apparatus | Type | Energy | Totals |
|-------------|-----|-----------|------|---------|---------|
| | | | | [kW] | [kW] |
| Delivered | 1 | Generator | G | 4158.63 | |
| gross power | | | | | 4158.63 |
| Aux. power | 13 | Pump | 8 | 142.39 | |
| consumption | 14 | Pump | 8 | 210.18 | |
| | | | | | 352.57 |
| Delivered | | | | | |
| net power | | | | | 3806.06 |

90% Ammonia Tekanan 30 bar

Tabel energy balance dan system efficiency

| No. | Name | Type | Energy loss (enthalpy) | Energy loss (HHV) | Energy loss (LHV) |
|-----|--------------|------|------------------------|-------------------|-------------------|
| | | | [kW] | [kW] | [kW] |
| 2 | Turbine | 3 | 4049.28 | 4049.28 | 4049.28 |
| 15 | Condenser | 4 | 0.00 | 440.24 | 440.24 |
| 3 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 4 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 5 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 9 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 13 | Pump | 8 | -323.09 | -323.09 | -323.09 |
| 14 | Pump | 8 | -191.94 | -191.94 | -191.94 |
| 11 | Node | 9 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 6 | Sink/Source | 10 | 5999.12 | 4498.63 | -30417.76 |
| 10 | Sink/Source | 10 | 30059.37 | 30059.37 | 30059.37 |
| 1 | Sink/Source | 10 | -39592.74 | -38092.25 | -3175.86 |
| 7 | Valve | 14 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 16 | Valve | 14 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 12 | Drum | 15 | 0.00 | -440.24 | -440.24 |
| 1 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 10 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 13 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| | Total: | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |

| delivered | No. | Apparatus | Type | Energy | Totals |
|-------------|-----|-----------|------|---------|---------|
| | | | | [kW] | [kW] |
| Delivered | 1 | Generator | G | 3928.61 | |
| gross power | | | | | 3928.61 |
| Aux. power | 13 | Pump | 8 | 358.99 | |
| consumption | 14 | Pump | 8 | 213.26 | |
| | | | | | 572.26 |
| Delivered | | | | | |
| net power | | | | | 3356.36 |

90% Ammonia Tekanan 32,5 bar

Tabel *energy balance* dan *system efficiency*

| No. | Name | Type | Energy loss (enthalpy) | Energy loss (HHV) | Energy loss (LHV) |
|-----|--------------|------|------------------------|-------------------|-------------------|
| | | | [kW] | [kW] | [kW] |
| 2 | Turbine | 3 | 4279.27 | 4279.27 | 4279.27 |
| 15 | Condenser | 4 | 0.00 | 686.29 | 686.29 |
| 3 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 4 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 5 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 9 | Heat Exchgr. | 6 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 13 | Pump | 8 | -336.55 | -336.55 | -336.55 |
| 14 | Pump | 8 | -190.55 | -190.55 | -190.55 |
| 11 | Node | 9 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 6 | Sink/Source | 10 | 5999.12 | 4498.63 | -30417.76 |
| 10 | Sink/Source | 10 | 29841.44 | 29841.44 | 29841.44 |
| 1 | Sink/Source | 10 | -39592.74 | -38092.25 | -3175.86 |
| 7 | Valve | 14 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 16 | Valve | 14 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 12 | Drum | 15 | 0.00 | -686.29 | -686.29 |
| 1 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 5 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 9 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 10 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| 13 | Pipe | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| | Total: | | 0.00 | 0.00 | 0.00 |

| delivered | No. | Apparatus | Type | Energy | Totals |
|-------------|-----|-----------|------|---------|---------|
| | | | | [kW] | [kW] |
| Delivered | 1 | Generator | G | 4151.75 | |
| gross power | | | | | 4151.75 |
| Aux. power | 13 | Pump | 8 | 373.94 | |
| consumption | 14 | Pump | 8 | 211.72 | |
| | | | | | 585.66 |
| Delivered | | | | | |
| net power | | | | | 3566.09 |

BIODATA PENULIS



Penulis Ilham Ardi Pratama dilahirkan di Magelang, 15 Januari 1995, merupakan anak pertama dari 3 bersaudara dari pasangan Sutopo Edi Raharjo dan Sri Lestari Wahyuningsih. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu di SD Negeri 13 Ampenan, SMP Negeri 2 Mataram, dan SMA Negeri Sragen BBS.

Selama kuliah, penulis aktif ikut serta dalam kegiatan - kegiatan kemahasiswaan yang dilakukan di jurusan Teknik Mesin maupun Fakultas Teknologi Industri. Dalam mengikuti kemahasiswaan tingkat Fakultas penulis aktif sebagai staff Departemen Hubungan Luar Badan Eksekutif Mahasiswa Fakultas Teknologi Industri 2013/2014. Saat mengikuti kegiatan kemahasiswaan Jurusan penulis mendapatkan amanah untuk menjadi Kepala Biro Pengabdian Masyarakat, Departemen Sosial Masyarakat, Himpunan Mahasiswa Mesin ITS 2014/2015. Selain itu penulis juga mendapatkan kesempatan untuk menjadi asisten Laboratorium Termodinamika, Perpindahan Panas dan Massa, Teknik Mesin ITS.

Jika membutuhkan informasi, pertanyaan maupun saran yang ingin disampaikan kepada penulis dapat melalui email ilham.ardi12@mhs.me.its.ac.id